Rok IV Warszawa — sierpień — 1938 Nr 4

TECHNIKA SAMOCHODOWA

MIESIĘCZNIK
ORGAN KOŁA INŻYNIERÓW SAMOCHODOWYCH
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW MECHANIKÓW POLSKICH

Redaktor odpowiedzialny: inż. Jerzy Werner. — Wydawca: Stowarzyszenie Inżynierów Mechaników Polskich

Treść nr 4

Inż. Kazimierz Podhorski-Okołów

WPŁYW POLITYKI MOTORYZACYJNEJ NA ROZWÓJ AUTOMOBILIZMU W KRAJACH EUROPEJSKICH

W ciągu ostatnich kilku lat w większości państw europejskich zrozumiano znaczenie motoryzacji dla całości gospodarstwa krajowego i dla poszczególnych obywateli.

Nie miejsce, w ramach krótkiego artykułu, wyliczać wszelkiego rodzaju korzyści natury politycznej, gospodarczej a wreszcie i społecznej jakie przynosi ze sobą samochód. W wielu artykułach i książkach setki razy je powtarzano, tak iż dziś przypuszczalnie każdy człowiek inteligentny zdaje sobie z nich sprawę.

Od dawna już oceniano je w Stanach Zjednoczonych, gdzie swego czasu National Transport Commite w ten sposób określił stosunek swój do motoryzacji:

„Transport i ruch samochodowy powinien być skrępowany wyłącznie tylko regulaminem, koniecznym z punktu widzenia bezpieczeństwa publicznego".

Wiele jednak czasu upłynęło zanim podobne myśli zaczęły kiełkować i znajdować posłuch w Europie. Podobnie jak ongiś sprawa kolei żelaznych wywołała cały szereg burz i sprzeciwów, w szczególności ze strony właścicieli kanałów, stanowiących w owe czasy w Anglii jedyne tory komunikacyjne, na drodze rozwoju automobilizmu zaczęły się piętrzyć przeszkody, których źródłem były przeważnie koleje żelazne. zachwiane zresztą zupełnie z innych powodów. Deficytami wynikającymi z przestarzałej i nieprzystosowanej do nowoczesnych wymagań gospodarki kolejowej, obciążano niebezpiecznego młodego konkurenta. Mówiono bezustannie o niebezpieczeństwie samochodu, i o jego groźnej dla dróg żelaznych konkurencji, uniemożliwiającej kolejom egzystencję i doprowadzającej do zmarnowania olbrzymiego majątku, ulokowanego w inwestycjach i taborze kolejowym. Zamiast zająć się uporządkowaniem własnego podwórka i przystosowaniem się do chwili obecnej, wybrano drogę bardzo prostą: znaleziono winnego i postanowiono go zniszczyć, przez obciążenia fiskalne. W zaślepieniu zapomniano, iż wojnę europejską wygrał samochód, zapomniano o uratowanym Verdun, o Cambrai i dla wąskich celów i interesów kolei rzucono samochodom żelazną rękawicę.

Takie rozwiązanie sprawy trafiło na grunt bardzo podatny, dawało ono bowiem (przynajmniej na pierwszy rzut oka) nowe źródło dochodów pustym w czasie kryzysu w większości państw europejskich kasom skarbowym. Źródło to jednak okazało się złudnym, a w każnym razie bardzo płytkim, w rezultacie bowiem niewspółmiernego obciążenia ilość kursujących samochodów zaczęła się zmniejszać; w krajach posiadających przemysł samochodowy zaczął on zamierać, a wpływy z podatków bezpośrednich, obciążających używanie samochodu, jak również nałożonych na środki pędne, katastrofalnie spadły.

Zaślepienie antimotoryzacyjne doszło do tego stopnia, iż niedawno jeszcze w Austrii starano się rozpowszechnić pogląd „że posiadanie samochodu jest legalnym sposobem uchylania się od podatków" i że „z ekonomicznego punktu widzenia zupełnie nie jest zaleconym podnoszenie wzwyż aktywności jednostek, do czego służy właśnie samochód". W tego rodzaju absurdy dziś przeważnie już nikt nie wierzy, jednakże w wielu jeszcze państwach Europy pokutuje nastawienie antimotoryzacyjne. W innych znów bardzo szybko zorientowano się, iż krępowanie rozwoju automobilizmu jest w rezultacie szkodliwym zarówno dla celów obrony, jak i ogólnej gospodarki państwa. Na czele państw popierających motoryzację kroczą Italia i III-cia Rzesza Niemiecka. Wydane tam w ciągu ostatnich lat zarządzenia promotoryzacyjne dadzą się podzielić na dwie, częściowo w niektórych wypadkach pokrywające się, a częściowo, ze względu na cele, przeciwstawiające się, grupy. Mianowicie: zarządzenia mające na celu popieranie i rozwój motoryzacji w znaczeniu ogólnym i rozporządzenia zmierzające do podniesienia stanu własnego przemysłu samochodowego. Jest rzeczą zrozumiałą, biorąc pod uwagę powyższy podział, że np. obniżka cen wwozowych jest zarządzeniem ogólnie biorąc wybitnie promotoryzacyjnym, jednakże godzi w interesy przemysłu krajowego, gdy znów obniżka opłat od paliwa ma znaczenie ogólne.

Analizując więc cały szereg wydanych w różnych państwach rozporządzeń dotyczących motoryzacji, zawsze trzeba brać pod uwagę istotny cel ich wydania.

Jak powiedziałem wyżej, pierwszym państwem w którym rozpoczęto wszechstronne popieranie motoryzacji była Italia. Polityka motoryzacyjna Italii ma na celu nie tylko rozwój stanu posiadania — tj. powiększenie ilości kursujących pojazdów, ale w pierwszym rzędzie właściwy rozwój własnego przemysłu samochodowego i uniezależnienie go od zagranicy tj. od importu zarówno maszyn jak i paliwa. Zwracano jednak przy tym baczną uwagę, aby w niczym nie hamować naturalnego rozwoju motoryzacji, kierując go tylko w odpowiednie łożysko. A więc wprowadzono tam swego czasu rejestrowy zastaw samochodów, znacznie ułatwiający sprzedaż i lokowanie samochodów na rynku prywatnym. Poza tym już od roku 1932 zwalniano od podatków na okres pierwszych 9-ciu miesięcy nowe wozy osobowe z silni-

kami o małym litrażu. Idąc równolegle z zapotrzebowaniem i życzeniami rynku, w roku 1935, rozszerzono przywilej ten na wszystkie wozy osobowe i to na okres pierwszego roku ich używania. Obniżono również opłaty od wozów osobowych z silnikami ponad 4 cylindry, co dowodziło zrozumienia postępu konstrukcji samochodowych.

W celu popierania produkcji krajowej i samochodów napędzanych paliwem krajowym, wydano w roku 1932 dekret, na mocy którego zwolniona od podatków na lat pięć: nowe wozy ciężarowe krajowej produkcji z silnikiem Diesel'a, ciężarówki 6-kołowe z napędem na 4-ry koła i ciężarówki z silnikami na gaz generatorowy. Rozszerzając zakres powyższego dekretu, w roku 1934, wprowadzono premie dla nabywców ciężarówek gazogeneratorowych; premie te podwyższono w roku 1937, z tym, że mogą one być przyznawane nie tylko nabywcom nowych samochodów ciężarowych, ale i tym, którzy posiadane ciężarówki przerobią na napęd paliwem gazowym.

Do zarządzeń promotoryzacyjnych należą poza tym: obniżenie podatków od wozów osobowych w roku 1935 i rozluźnienie krępujących przepisów drogowych (tj. zwiększenie maksymalnej nośności, dopuszczalnej szybkości i wymiaru samochodów ciężarowych).

O ile chodzi o zagadnienia szerszej natury, to nie trzeba chyba wspominać, jaką pieczołowitością otaczają Włosi budowę i konserwację dróg kołowych, (są oni zresztą twórcami pierwszych autostrad). Zarząd dróg kołowych Azienda Autonoma Statale della Strada wydał na utrzymanie dróg w roku 1937 około 350 — 400 milionów lirów.

W ramach gospodarki faszystowskiej znaleziono również możliwe rozwiązanie problemu współpracy samochodu z kolejami żelaznymi. Utworzono specjalne towarzystwo „Instituto Nazionale Transporti"— INT), zadaniem którego jest zorganizowanie dowozu do kolei żelaznych i pośredniczenie pomiędzy kolejami, a zarobkowym przewozem ciężarowym. Poza tym koleje również we własnym zakresie uruchamiają osobowe i ciężarowe przewozy samochodowe, które służą im jako dopełnienie, a nierzadko nawet w zupełności zastępują, zamknięte, deficytowe, odcinki kolejowe. Zwrócono również uwagę na popieranie krajowego przemysłu samochodowego. Do odnośnych zarządzeń należy wspmniane wyżej premiowanie nabywców specjalnych samochodów, produkcji krajowej. Poza tym obowiązujące cła i reglamentacja wwozu praktycznie sprowadziły do zera import samochodów z zagranicy. Procentowy bowiem udział wozów zagranicznych w krajowych sprzedażach w roku 1937 wyniósł niepełne 0,3%! Wobec stosunkowo niewielkiej ilości kursujących w porównaniu z innymi mocarstwami wozów ciężarowych (3 wozy na 1000 mieszkańców, gdy w Wielkiej Brytanii 14, we Francji 11, w Niemczech 4—5), oraz wobec różnorodności kursujących typów, ograniczono ostatnio ilość produkowanych przez krajowe fabryki typów samochodów ciężarowych do 3, 6,5 i 12 tonowych. Ma to na celu obniżenie cen wozów ciężarowych, co w skutkach da powiększenie kursującego taboru. Prócz tego włoski przemysł samochodowy korzysta ze specjalnych premii eksportowych.

Naturalnie w całym szeregu dekretów i rozporządzeń, dotyczących polityki motoryzacyjnej, znaleźć by można kilka, które laikowi mogłyby się wydawać restrykcyjnymi. Do takich należą: przymus używania mieszanki, powiększenie w roku 1935, procentowej, obowiązującej zawartości alkoholu w mieszance (skasowane zresztą w roku 1936), podwyższenie podatków od paliw w roku 1935 (zniesione w roku 1936), wreszcie przymus przeróbki autobusów na napęd gazowy lub gazogeneratorowy.

Powyższe zarządzenia jednak, jak już widać z krótkiego, podanego zestawienia, miały przeważnie charakter przejściowy, na czas wojny etiopskiej; pozatym nie należy zapominać, o tym, że Italia należy do krajów nieposiadających źródeł ropy. Wszelkie więc starania, siłą rzeczy, muszą być skierowane do spopularyzowania paliw pochodzenia krajowego. Mimo tych pozornych utrudnień włoska polityka motoryzacyjna dała wspaniałe rezultaty. „Adua e ricordata". Na samochodach odebrano Aduę i zdobyto Addis Abebę. Żaden chyba z europejskich przemysłów samochodowych nie może się w ostatnich latach pochwalić sukcesem, równym pochodowi marszałka Badoglio — na samochodach do serca Abisynii. Lew Judy uląkł się Fiata, zmotoryzowanych „mułów" Oma, Pavesich i Carro-veloce. Podobnie na pokojowym terenie osiągnięto bardzo poważne wyniki: wynosząca w roku 1932 — 29.155 wozów produkcja wzrosła do 77.750 wozów w roku ubiegłym. Eksport z 7.500 (w roku 1932) wzrósł do 33.500, a ilość kursujących samochodów — z 309.810 (w roku 1932) do 450.724 na 1 stycznia 1938 r.

Drugim, biorąc chronologicznie państwem, uprawiającym wybitnie promotoryzacyjną politykę, są Niemcy. Rząd Trzeciej Rzeszy szybko bardzo zorientował się jakie podatki i opłaty należy skasować i gdzie postawić „młyny" fiskalne, by rozwinąć motoryzację i podnieść chylący się do upadku przemysł krajowy. W ciągu ostatnich lat wydano tam cały szereg zarządzeń promotoryzacyjnych i przedsięwzięto cały szereg środków, zdążających do poparcia i rozwoju własnej wytwórczości samochodowej.

Najważniejszymi zarządzeniami promotoryzacyjnymi były: Zniesienie podatków od nowych wozów osobowych (od 10.II. 1933 roku), obniżenie podatków od wozów dawniej zakupionych, odliczenie sumy wydanej na zakup nowego samochodu od podlegającego opodatkowania dochodu. To ostatnie zarządzenie obowiązywało w ciągu 4 i pół lat tj. od 10.II. 1933 r. — do 1 listopada ub. roku. Obecnie wobec ogromnego wzrostu kursujących samochodów osobowych zostało ono częścio-

wo zniesione, stosowane jest bowiem tylko przy zakupie nowych i używanych samochodów ciężarowych o nośności powyżej 1 tonny i autobusów o pojemności powyżej 16-tu osób. Podobnie jak w Italii samochody ciężarowe napędzane gazem generatorowym lub gazem sprężonym są od podatków zwolnione, wszystkie zaś wozy ciężarowe przemysłowe i ciągniki o wadze własnej powyżej 2200 kg, jak również ciężarowe wozy terenowe (t. zw. Geländegängige Wagen) płacą od ½ — ¼ normalnych podatków. Wprowadzono poza tym premiowanie nabywców generatorów na gaz drzewny niemieckiego wyrobu. Dalej zniesiono obowiązek kończenia kursów jazdy samochodowej, przed składaniem egzaminów na kierowców i zmniejszono wydatnie opłaty związane z rejestracją nowych samochodów. Do zarządzeń o charakterze ogólnym, mających na celu nie tylko popieranie motoryzacji, należy zaliczyć gruntowną zmianę polityki drogowej, budowę autostrad i praktyczne zniesienie konkurencji pomiędzy kolejami i ruchem samochodowym, przez udział kolei w Towarzystwie Budowy i Eksploatacji Dróg „Reichsautobahnen". Równolegle popiera się wszelkimi środkami własny przemysł samochodowy, finansując wyrób wozów wyścigowych i wspomagając go zamówieniami, kredytami i subwencjami. Udziela się również specjalnych premii eksportowych. Na wyniki akcji promotoryzacyjnej nie trzeba było w Niemczech długo czekać!

Chylący się do upadku, kwitnący niegdyś, niemiecki przemysł samochodowy, mimo ogromnych trudności surowcowych, wprost w nieprawdopodobnie szybkim tempie stanął na nogi i zajął drugie miejsce w Europie (po Wielkiej Brytanii). Produkcja wynosząca w roku 1932 niespełna 50.000 sztuk, osiągnęła w roku ubiegłym 344.647 sztuk samochodów osobowych, ciężarowych i autobusów eksport zaś 11.000 jednostek doszedł do rekordowej cyfry 69.575 sztuk. Wreszcie na 1 lipca 1937 kursowało w Niemczech 1.521.217 samochodów czyli prawie dwa i pół raza więcej niż przed pięciu laty.

Mówi się wprawdzie wiele o nasyceniu rynku samochodowego w Niemczech, znaleziono jednak i na to radę. Deutscher Arbeitfront zakłada fabrykę wozów ludowych, obliczoną na produkcję około 200.000 sztuk samochodów rocznie. Cena wozów i warunki sprzedaży mają być takie, by każdy, zarabiający około 300 RM. miesięcznie, mógł nabyć samochód. Stworzy to niezawodnie nowy, znacznie szerszy, krąg zmotoryzowanych obywateli Trzeciej Rzeszy.

Inaczej rozwija się motoryzacja w Wielkiej Brytanii. Nie jest ona tam skrępowana ani zbyt wysokimi podatkami, ani też popierana specjalnymi premiami lub subwencjami. I tam jednak od 1 stycznia 1935 obniżano podatki od samochodów osobowych o 25%. Od tego jednak czasu w polityce fiskalnej nic właściwie nie uległo zmianie Mimo to, wbrew przeróżnym teoretycznym obliczeniom o saturacji rynku, ilość kursujących samochodów osobowych stale wzrasta. Prawdziwy „boom" dla samochodów osobowych nastąpi w latach 1936 i 1937, kiedy to mimo wzrostu cen sprzedano na rynku wewnętrznym 304.000 i 312.000 sztuk samochodów osobowych. Ogólna ilość kursujących samochodów wzrosła od 1932 r. do 1 października 1937 r. z 1642.575 sztuk do 2.416.135 sztuk czyli o 48%. Jest to najlepszym dowodem, iż nawet bez specjalnego poparcia ogólna sytuacja gospodarcza i dobrobyt, a więc wynikające z nich potrzeby ludności (depopulaci miast, rozwój osiedli podmiejskich, indywidualizacja transportu itp) są najpewniejszymi czynnikami zdrowego rozwoju automobilizmu.

Do krajów wybitnie popierających motoryzację należy obecnie również i Polska. Znowelizowano ustawę o zarobkowym przewozie osób i towarów, rozszerzając prawa koncesjonariuszy i przedłużając okres trwania koncesji, obniżono wydatnie opłaty na fundusz drogowy od nowych samochodów ciężarowych, skasowano wreszcie relakcyjną taryfę kolejową R-1. Zarządzenia te złagodziły w znacznej mierze restrykcje, dotyczące zarobkowych przewozów samochodowych. Jeszcze dalej posunięto ulgi przy zakupie nowych samochodów zwrot bowiem 20% ceny kupna z pobranego już od nabywcy wozu podatku dochodowego, jest, mając poza tym jeszcze na względzie ogólny charakter rozporządzenia, obecnie największą w Europie ulgą, przyznawaną z powodu kupna samochodu. Możność zamortyzowania nowonabytego wozu w ciągu jednego roku dla firm stanowi bardzo poważne ułatwienie.

Obniżono również ceny paliwa. Poza tym wydano jeszcze cały szereg zarządzeń, które niezawodnie, z punktu widzenia powiększenia ilości kursującego taboru, należy uznać za promotoryzacyjne, nie mogą jednak, z punktu widzenia produkcji krajowej, być uważanymi za ułatwiające jej egzystencję. W pierwszym rzędzie chodzi tu o zniżkę ceł, pozwalającą na przesiąkanie na rynek polski wozów przeróżnych marek zagranicznych. Te czy inne zniżki ceł wynikły może z powodów głębszej natury i konieczności ogólno gospodarczych tem nie mniej jednak import, a w szczególności import gotowych wyrobów z zagranicy, w stosowanej obecnie ekonomii nie jest uważany, zwłaszcza na dłuższą metę, za korzystny.

Drugim punktem jest produkcja t. zw. montowniana, która korzysta ze znacznych zniżek celnych przy imporcie części. Walka pomiędzy produkcją par-excelence krajową, a montowniami rozgrywa się jednak prawie na całym świecie. Zagadnienie to, z punktu widzenia ogólnej gospodarki, wymaga zdecydowanego rozwiązania, z punktu zaś widzenia samowystarczalności, coraz powszechniej stosowanej w czasach powojennych, a w niektórych wypadkach nawet bezwzględnie koniecznej, posiada jedno rozwiązanie a mianowicie: p r z e j ś c i e z p r o d u k c j i m o n t o w n i a n e j n a p r o d u k c j ę k r a j o w ą i po-

siłkowanie się własnymi surowcami i materiałami.

Jak z powyższego widać na razie zwrócono niestety główną uwagę na powiększenie ilościowe kursującego taboru. Akcja ta wydała już rezultaty, ilość bowiem kursujących w Polsce pojazdów mechanicznych wzrosła z 34.197 w roku 1933 do 44.200 sztuk (na 1.I. 1938 r.).

Do państw mniejszych wybitnie popierających motoryzację należy zaliczyć Jugosławię, Litwę i Finlandię. Państwa te (prócz właściwie Finlandii) nie posiadają własnego przemysłu samochodowego, odnośne więc promotoryzacyjne zarządzenia dotyczyły zniżki, lub zniesienia opłat celnych, obniżenia podatków bezpośrednich i pośrednich podatków od paliwa etc. I tak w Jugosławii zniesiono od 1.IV. 1935 wszelkie podatki bezpośrednie, obciążające samochody, a od 8.X.37 obniżono cła wwozowe o 25% i zniesiono podatek luksusowy, wynoszący 12% ad valorem. Obniżono również stawki celne od olejów mineralnych o 30%.

Na Litwie obniżono podatki od 1.IV 1935, a od 28 stycznia ub. roku obniżono cła o 70%. Poz' tym na przeciąg 11 miesięcy dopuszczono bezcłowy wwóz podwozi samochodowych.

W Finlandii obniżono w roku 1936 cła od benzyny i wobec ogromnego znaczenia dla kraju ruchu autobusowego i transportów ciężarowych zwrócono specjalną uwagę na budowę dróg (program drogowy przewiduje np. budowę 250 mostów rocznie).

Rezultaty zarządzeń mierzone stanem ilościowym kursującego taboru i wzrostem zakupów nowych wozów podano w dwu poniższych tablicach:

TABLICA I

Ilościowy stan taboru	Na 1/I 1933	Na 1/I 1938
Jugosławia	10945	14620
Finlandia	30200	44390
Litwa	1884	2710

TABLICA II

Zakupy nowych wozów	W roku 1933	W roku 1937
Jugosławia	283	3212
Finlandia	840	8600
Litwa	102	1045

Czechosłowacja i Węgry od niedawna dopiero zmieniły swą, zasadniczo antimotoryzacyjną politykę. W Czechosłowacji mianowicie w roku 1932 wprowadzono przymus używania 20%-wej mieszanki a w roku 1933, z inicjatywy kolei żelaznych, reglamentacje i koncesjonowanie przewozów zarobkowych osobowych i ciężarowych. Wozy ciężarowe obciążono przy tym bardzo wysokimi opłatami. Wreszcie zobowiązano przedsiębiorstwa przewozowe do uzgodnienia swych rozkładów z kolejami, oddając praktycznie zarobkowy przewóz ciężarowy pod władzę dróg żelaznych. Przedsiębiorstwa bowiem, które by nie doszły d porozumienia z kolejami od roku 1937 muszą płacić specjalne dodatki do podatków, wynoszące od 60—200%. Autobusy obciążano opłatami w wysokości 20—30% cen biletów. Jednocześnie przyznano 50% ulgę kolejowym przedsiębiorstwom przewozowym i zwolniono je od obowiązku reglamentacji. Polityka ta odbiła się w fatalny sposób na motoryzacji Czechosłowacji. Ilość kursujących samochodów ciężarowych spadła w ostatnich latach z 29.500 na 26.000 sztuk, przemysł ograniczył produkcję ciężarówek, a dobre używane wozy ciężarowe można było dostać po nieprawdopodobnie niskich cenach. Pierwszym wyłomem promotoryzacyjnym było wydanie prawa o odpisywaniu z sum, podlegających opodatkowaniu, w razie zakupu samochodu przez osoby prywatne, kwot, w wysokości od 500 — 4000 kc (w zależności od typu) i pozwolenia na skrócenie do lat 3-ch czasu amortyzacji wozu, zakupionego przez osoby prawne, prowadzące prawidłowe księgi handlowe. Zarządzenie to jednak pojawiło się zbyt późno, poprzednie bowiem obciążenia wpłynęły na zmniejszenie się ilości kursującego taboru. I tak na 1.I.1933 zanotowano ogółem około 107.400 kursujących samochodów, podczas gdy na 1.I. 1933 było ich 106.000, przy czym w początkach 1936 r. stan taboru dochodził do 122.000.

Na Węgrzech sprawa przedstawia się nieco lepiej, gdyż jakkolwiek motoryzacja znajduje się tam pod wybitnym wpływem polityki kolejowej, jednakże już od roku 1934 zaczęto stosować pewne ulgi, w szczególności w odniesieniu do samochodów osobowych. Wroku więc 1934 obniżono podatki od samochodów niektórych typów, w roku 1936 zniesiono starodawne myta mostowe i wjazdowe, wreszcie w roku 1937 zniżono cła na samochody osobowe. Poza tym wydano zarządzenia, zdążające do ochrony i podtrzymania krajowego przemysłu budowy wozów ciężarowych, obniżając podatki i zobowiązując przedsiębiorstwa zarobkowe do nabywania wyłącznie wozów produkcji krajowej. Na 1.I. 1934 kursowało na Węgrzech ogółem 16.500 samochodów, a na 1 stycznia 1938 około 21.000. Dwa tylko państwa nie mogą się pochwalić sukcesami na polu motoryzacji. Są to Francja i Grecja.

W obu tych państwach w walce pomiędzy „fiskusem" i kolejami z jednej strony, a samochodem z drugiej, szala zwycięstwa przechyliła się w ostatnich latach wybitnie na stronę pierwszych. We Francji biurokracja, pod płaszczykiem t. zw. osławionej „koordynacji transportów" skrępowała rozwój ruchu autobusowego i ciężarowego tak niesamowitą ilością dekretów, rozporządzeń, wyjaśnień i dodatków do rozporządzeń, że sama

przestała się orientować, kto w czym i dlaczego jest skrępowany. Poza tym stale podwyższano cenę materiałów pędnych. Zniesiono wprawdzie opłaty bezpośrednie od cyrkulacji samochodów osobowych, przenosząc ciężar podatków na paliwo, jednakże dzięki umiejętnej kalkulacji władz skarbowych przesunięcie to obciążyło dodatkowo ruch samochodowy sumą od 400—500 milionów

TABLICA III

Dynamika motoryzacji we Francji.

Francja	Rok 1933	Rok 1937
Tabor w ruchu na 1/I	1.873.244	2.100.000
Produkcja	163.500	174.000
Zakupy na rynku wewn.	177.200	181.200
Eksport	25.500	25.100

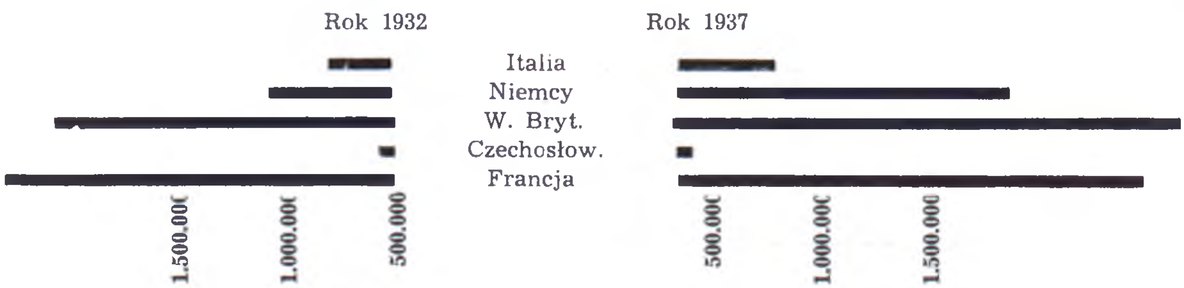
fr.fr. rocznie. O ile dodać do tego utrudnianą przez wprowadzenie w życie nowych praw i obciążeń socjalnych sytuację przemysłu francuskiego ujrzymy obecny obraz motoryzacji:

Nie wzrastający prawie zupełnie, starzejący się tabor samochodowy i przemysł samochodowy, ongiś przodujący, zepchnięty na dalsze miejsce. Podana poniżej tablica stan ten obrazuje najlepiej:

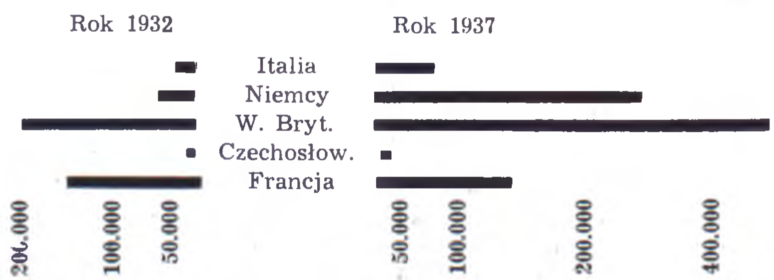
Podobnie przedstawia się sprawa w Grecji, gdzie, wobec nie istnienia własnego przemysłu, przez uniemożliwienie importu (zwyżką cen, podatków, etc) zatrzymano najzupełniej rozwój automobilizmu. Grecja należy w chwili obecnej do tych nielicznych państw, gdzie zarówno ilość noworejestrowanych wozów, jak i stan taboru w ostatnich latach stale się zmniejszają. W roku 1934 — nabyto tam około 1500 nowych wozów w roku zaś ubiegłym zaledwie 896. Również ilość kursujących wozów spadła z 16.100 na 13.900.

Te dwa ostatnie kraje można jednak zaliczyć już do wyjątków, gdyż na ogół nic nie może zatrzymać ogólnego rozwoju automobilizmu, który w Europie stale postępuje naprzód, w tempie dorównywującym prawie Stanom Zjednoczonym.

ILOŚCIOWY STAN KURSUJĄCEGO TABORU



PRODUKCJA



Inż. Z. Grzonkowski —
S. E. P.

OCENA WARTOŚCI TECHNICZNEJ ŚWIEC ZAPŁONOWYCH W EKSPLOATACJI I W PRODUKCJI

Rozważania teoretyczne dotyczące zapłonu bateryjnego pozwalają ustalić wzór na SEM (siłę elektromotoryczną) wytworzoną przez cewkę zapłonową.

Jeżeli oznaczymy:

E_2 — siła elektromotoryczna cewki po stronie wysokiego napięcia,

z_2 i z_1 — ilość zwojów uzwojenia wtórnego i pierwotnego cewki zapłonowej,

I_m — prąd magnesujący (w uzwojeniu pierwotnym),

C — pojemność układu,

R — oporność bocznikująca przerwę iskrową świecy,

L — indukcyjność układu,

to wzór ma postać:

$$E_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{I_m}{2\,C \cdot \sqrt{\frac{1}{4\,R^2 C^2} - \frac{1}{L\,C}}} \cdot e^{-\frac{1}{2\,R\,C}t} \cdot \left\{ e^{t\sqrt{\frac{1}{4\,R^2 C^2} - \frac{1}{L\,C}}} - e^{-t\cdot\sqrt{\frac{1}{4\,R^2 C^2} - \frac{1}{L\,C}}} \right\}$$

Ponieważ SEM E_2 jest jednym z ważniejszych czynników, wpływających na pracę świecy, rozważmy od czego zależy jej wielkość.

Ze wzoru wynika, że E_2 rośnie ze wzrostem stosunku zwojów $\frac{z_2}{z_1}$ i prądu magnesującego I_m oraz jest odwrotnie proporcjonalna do pojemności układu zapłonowego.

Oprócz tego E_2 zależy od oporu bocznikującego przerwę iskrową świecy tj. od oporności izolacji przewodów zapłonowych i oporności świecy.

Jak widać dla otrzymania najlepszych warunków zapłonu tj. maksimum napięcia na elektrodach świecy należy układ zapłonowy, a zwłaszcza obwód wysokiego napięcia, wykonać możliwie zwarty, a to w celu zmniejszenia pojemności i powiększenia oporności izolacji przewodów, oraz dbać, żeby przewody wysokiego napięcia miały izolację niezniszczoną i dostatecznie grubą. Izolacja przewodów powinna mieć dużą oporność, przewody zaś należy prowadzić możliwie daleko od siebie i od masy silnika.

Osłony przewodów, pancerze i ekrany, nieraz niezbędne w wypadkach stosowania na wozach odbiorników radiowych, pogarszają warunki pracy urządzenia zapłonowego, ponieważ powiększają możliwość ich przebicia.

Jest jednak czynnik wpływający na wielkość SEM E_2, zawarty w samej świecy. Wiąże się to przede wszystkim ze zjawiskiem osiadania na powierzchni części świecy, znajdującej się wewnątrz silnika, kropli paliwa lub smaru. Jeżeli temperatura świecy nie jest dostatecznie wysoka ($< 450°$ C), aby podtrzymać spalanie się tych cząsteczek podczas wybuchu mieszanki, ma miejsce narastanie na izolatorze warstewki sadzy, która w konsekwencji umożliwia upływ prądu od elektrody środkowej do masy po cienkiej warstewce, przewodzącej na całej powierzchni izolatora.

Jedynym środkiem zaradczym jest taka konstrukcja świecy, która umożliwiałaby utrzymanie izolatora świecy w określonych granicach temperatur, co powodowałoby samooczyszczanie powierzchni przez spalanie osadu.

Zjawisko upływu energii od elektrody środkowej może występować również wskutek zanieczyszczeń zewnętrznej powierzchni izolatora świecy.

Wyładowania te mogą być zupełnie niedostrzegalne. Zgodnie z teorią wysokich napięć w układach, do których należą świece zapłonowe, wyładowania mogą posiadać najrozmaitszy charakter. Możliwe są wyładowania ulotowe, wyładowania ślizgowe, przeskoki i przebicia.

Wobec niezbyt wielkich napięć i małych mocy przebicie izolatora wystąpić może tylko przy częściowym mechanicznym uszkodzeniu lub podczas pracy na silniku jako zjawisko wtórne, wywołane zmianą wytrzymałości elektrycznej izolatora wskutek nagrzania.

Przeskoki od elektrody do masy występują również tylko przy specjalnych warunkach np. zachlapaniu wodą lub błotem izolatora świecy.

Krople wody rozpylone w powietrzu, kurz oraz ostre krawędzie elektrod, jak również nakrętek — wszystko to są czynniki zmniejszające wytrzymałość powietrza i utrudniające powstawanie zapłonu w silniku wskutek zbocznikowania przerwy iskrowej świecy.

W pracy świec zdarzać się mogą najczęściej wyładowania ulotowe i ślizgowe. Pierwsze jako wyładowania krawędziowe, widzialne lub niewidzialne, drugie — na powierzchni izolatora. Wyładowania mogą uzewnętrzniać się trzaskami, słyszalnymi tylko przy dużej ciszy i świeceniem, możliwym do zaobserwowania po ciemku, czemu należy przypisać, że nie są często obserwowane w normalnych warunkach pracy.

Wyładowania świetlące występują już przy napięciu kilkunastu tysięcy woltów na ostrych krawędziach przedmiotów, pozostających pod napięciem lub na rozszczepionych drucikach niedokładnie zakończonych przewodów.

Powyższe uwagi mają na celu wykazanie w przybliżeniu tych czynników, które wpływają

na zapłon na elektrodach świecy. Wpływ niektórych z nich jest bardzo mały, w sumie jednak, wobec małej mocy cewki zapłonowej, czynniki te stanowić mogą o zakłóceniach, którymi niesłusznie obciąża się konstrukcję świecy.

Przejdę dalej do warunków prawidłowej pracy świecy w silniku.

Poprzednio wykazałem, że stan powierzchni izolatora świecy ma wielki wpływ na układ zapłonowy. Czynnikiem istotnym jest tu temperatura powierzchni izolatora, którą należy utrzymać podczas pracy silnika w takiej wysokości, aby osiągnąć samooczyszczanie (450° — 550° C).

O stopniu nagrzewania się świecy w silniku decydują następujące czynniki:

1) ilość obrotów silnika,
2) sposób chłodzenia silnika,
3) konstrukcja silnika (chłodzenie gniazd świecowych),
4) stopień sprężania,
5) rodzaj paliwa.

Inżynierowie firmy Bosch w pracy swojej stwierdzają, że nawet klimat, pora roku, teren, w którym odbywa się jazda i sposób obsługi silnika, wpływają na stopień nagrzewania się świecy.

Nagrzewanie powierzchni izolatora i wzrost jego temperatury powyżej 700° — 750° C wywołuje niebezpieczeństwo znanego wszystkim, groźnego dla silnika, samozapłonu mieszanki w cylindrze.

Zachodzi potrzeba takiego doboru świecy do silnika, żeby w całym zakresie obrotów i mocy silnika świeca zapłonowa zapewniła mu pracę bez przerw i zakłóceń.

Sądzę, że ścisły dobór świecy jest możliwy tylko na drodze prób i pomiarów doświadczalnych.

Istotną potrzebą jest umożliwienie przybliżonego określenia typu świecy do silnika o znanych właściwościach mechanicznych i cieplnych.

W tym celu należałoby prowadzić zestawienie silników i świec do nich stosowanych, przy tym sposób uszeregowania powinien być oparty na zmianie jakiegoś wspólnego czynnika dla świecy i silnika np. temperatury podświecowej (dla silników chłodzonych powietrzem). Świece otrzymywałyby oznaczenia uporządkowane według rosnącej lub malejącej temperatury podświecowej. Znając dane cieplne i mechaniczne silników zarejestrowanych i dowolnego nowego silnika, można byłoby w przybliżeniu określić jego miejsce w szeregu silników już wypróbowanych, a co za tym idzie określić numer świecy, odpowiadający temu silnikowi.

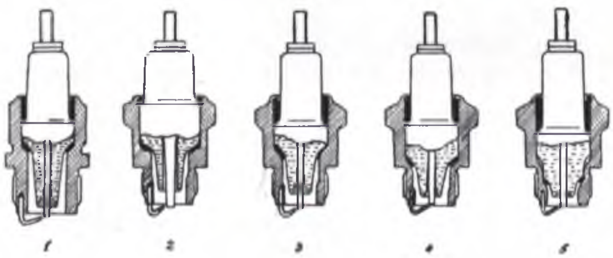
Do chwili obecnej cechowanie świec nie jest znormalizowane. Każda z większych wytwórni posiada własny system oznaczeń.

Najbardziej uzasadnionym wydaje się sposób przyjęty przez firmę Bosch.

Świece oznacza się symbolem, w skład którego wchodzi liczba określająca tzw. stopień żarzenia. Liczba ta wskazuje ile jednostek czasu potrzeba na rozgrzanie świecy do stanu wywołującego samozapłon. „Stopień żarzenia" określa się przez obserwacje świecy na określonym silniku o bardzo intensywnym nagrzewaniu świecy i przy zachowaniu ustalonych, zawsze jednakowych, warunków pracy.

Konstruktorzy świecy mają szereg sposobów do osiągnięcia różnych właściwości cieplnych świecy, muszą się jednak bezwzględnie liczyć ze zmniejszeniem pewności działania elektrycznego świecy przy konstrukcjach o dużej zdolności odprowadzania ciepła i małych powierzchniach nagrzewania.

Niżej podany komplet świec o różnych właściwościach cieplnych uszeregowany jest w kierunku od świec tzw. „gorących" (lewa) do „zimnych" (prawa) (Rys. 1).



Rys. 1.

Świeca 1 ma dużą powierzchnię izolatora, ogrzewaną gazami spalinowymi, mały przekrój do odprowadzenia ciepła i dłuższą drogę strumienia cieplnego. Świeca 5 przeciwnie — krótką drogę przewodzenia, małą powierzchnię ogrzewaną, lecz dużą powierzchnię odprowadzającą ciepło do metalu.

Na rysunku widać stałe zmniejszanie się drogi przeskoku iskry po powierzchni izolatora w miarę dostosowywania świecy do wyższych temperatur silnika.

Przy świecach przeznaczonych do silników wolnobieżnych i o małym stopniu sprężania wykonywano świece o specjalnie długim izolatorze z ostrymi krawędziami oraz zaopatrywano je w pierścienie uszczelniające o zmniejszonym przewodnictwie.

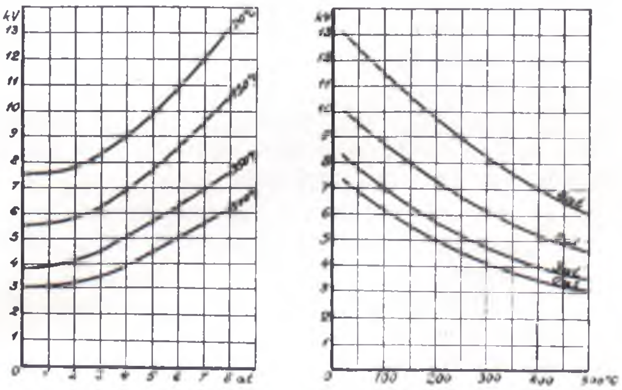
Poza geometrycznym kształtem izolatora istnieje możliwość oddziaływania na właściwości cieplne świecy przez dobór materiału izolacyjnego. Spółczynnik przewodnictwa cieplnego materiałów, stosowanych obecnie do budowy izolatorów, przedstawia następująca tabela:

Materiał	$\frac{\text{kal.}}{\text{m. godz.}^0\text{C}}$
Mika	0,3
Kwarc topiony	0,72
Porcelana	0,89
Steatyt	1,2
Sylimanit	1,6
Masa korundowa	16,8

Wprawdzie poszczególne wytwórnie w produkcji izolatorów biorą za podstawę zawsze ten sam surowiec, tym nie mniej, operując różnymi dodatkami do masy izolacyjnej, zmieniać mogą cieplne właściwości świecy, nie naruszając warunków narzuconych świecy przez wymagania elektryczne.

„Stopień żarzenia" świec w zakresie obecnej produkcji firmy Bosch zawiera się między liczbami 10 — 280, przy tym istnieje około kilkudziesięciu typów świec, dostosowanych do różnych warunków cieplnych silników.

Dla wyjaśnienia zmiany warunków pracy świecy w zależności od temperatury i ciśnienia podaję wykresy zaczerpnięte z książki „Die Elektrische Ausrüstung des Kraftfahrzeuges" (Rys. 2).



Rys. 2.

Są to zależności: napięcia przebicia od ciśnienia, przy stałej temperaturze, napięcia od temperatury ośrodka, przy stałym ciśnieniu.

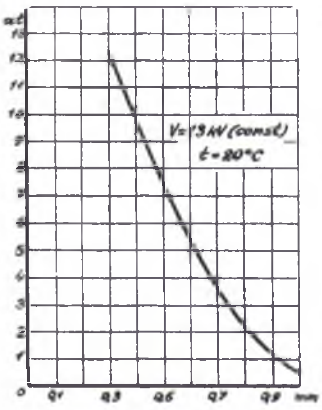
W silniku wzrost ciśnienia wywołuje jednoczesny podskok temperatury; uniemożliwia to określenie napięcia potrzebnego do przebicia przerwy iskrowej, ponieważ napięcie to jest proporcjonalne do temperatury i odwrotnie proporcjonalne do ciśnienia.

Z drugiej strony urządzenia obecnie stosowane nie pozwalają na zmiany napięcia, przyłożonego do elektrod świecy.

Wobec tego doświadczalnie ustalono zależność funkcyjną między ciśnieniem a maksimalnym rozstawieniem elektrod, przy którym zachodzi przeskok dla napięcia 13 kv i 20° C.

Wykres ten pozwala ustalić stosunek przerw iskrowych dla świec o jednakowych cechach cieplnych (tym samym „stopniu żarzenia"), lecz pracujących przy różnym stopniu sprężania. Dla świec, pracujących przy różnych temperaturach mieszanki w chwili zapłonu i różnym ciśnieniu, wykres ten ma znaczenie tylko orientacyjne (Rys 3).

Wszystkie pozostałe cechy świecy związane są ściśle ze sposobem wyrobu, dokładnością kontroli produkcji świec i wysokością wymagań odbiorczych wytwórni.



Rys. 3.

Przed przystąpieniem do spraw dotyczących produkcji świec streszczę jeszcze wszystkie wymagania, wynikające z warunków pracy na silniku:

1) Świeca musi być szczelna.
2) Świeca musi być wytrzymała na szybkie zmiany ciśnienia w granicach od 0,7 do 25 — 35 atm. o częstotliwości zmian 40 — 50 okresów na sekundę.
3) Świeca musi być wytrzymała na uderzenia i na silne dokręcanie (izolator świecy).
4) Świeca wymiarami musi odpowiadać normom lub warunkom, wynikającym z wymiarów głowicy silnika.
5) Świeca musi być tania, prosta w użyciu, długotrwała i pewna w działaniu.
6) Świeca musi być wytrzymała na wysokie temperatury do 1300° oraz na zmiany temperatury w granicach od 60° C do 2500° C.
7) Kształt izolatora świecy i materiał, z którego jest wykonany, muszą być tak dobrane, aby zapewniły świecy żądane właściwości cieplne (w celu uniknięcia samozapłonu oraz zanieczyszczania się).
8) Izolator świecy musi być wytrzymały na przebicie elektryczne (napięcie cewki do dwudziestu kilku tysięcy wolt),
9) Izolator świecy musi mieć dużą oporność elektryczną między elektrodą środkową, a obudową świecy. Oporność ta nie może ulegać zmianom przy wzroście temperatury do 300° — 500° C.
10) Świeca musi być zabezpieczona przed wyładowaniami ślizgowymi po powierzchni izolatora.
11) Odległość elektrod świecy musi być regulowana w sposób prosty i łatwy.

Z zebranych wyżej wymagań wynika duża ilość trudności, które przede wszystkim polegają na:

1) doborze materiału izolatora,
2) produkcji izolatorów,
3) kontroli i odbiorze końcowym izolatorów i świec.

Do produkcji świec bardziej rozpowszechnionych wytwórni używa się następujących minerałów:

1) steatyt — odmiana talku ($H_2Mg_3Si_4O_{12}$) o składzie — krzemionki 63,5%, magnezji 31,8%, wody i związków żelaza 4,7%
2) sylimanit (Al_2SiO_5) o składzie — glinki 62,9%, krzemionki 37,1%
3) cyanit (Al_2SiO_5) — odmiana sylimanitu.
4) korund (Al_2O_3) o składzie — glinu 53, %, tlenu 47, %
5) cyrkon ($ZrSiO_4$) o składzie — krzemionki 32,8%, cyrkonu 67,2%
6) kaolin.

Badania stosowane w wytwórniach w celu sprawdzenia wartości surowców,, użytych do wyrobu izolatorów, przede wszystkim polegają na określeniu wytrzymałości mechanicznej i wytrzymałości termicznej wyprodukowanego izolatora, oraz sprawdzeniu właściwości elektrycznych w stanie zimnym i nagrzanym.

Badania te wykazały, że najlepsze właściwości posiada izolator z masy ceramicznej, utworzonej z cyrkonu i berylu, następnie uszeregowały się izolatory z mas steatytowych, izolatory sylimanitowe, wreszcie porcelana z małą zawartością kwarcu i szpatu. Izolatory cyrkonowo - berylowe wobec małego rozpowszechnienia i wysokiej ceny surowca zostały wyparte przez izolatory steatytowe i sylimanitowe.

Sylimanit używany jest do produkcji świec Champion.

Steatyt używają zakłady Bosch i inne zachodnio - europejskie i rosyjskie wytwórnie.

Zakłady Champion posiadają w Ameryce wielkie złoża minerału sylimanitu i wskutek dobrych właściwości tych świec w r. 1932 pokryły podobno 70 procent światowego zapotrzebowania.

Steatyt (talk), rozpowszechniony w Europie przewyższa sylimanit wytrzymałością mechaniczną i wielką odpornością na zmiany temperatury. (Do produkcji izolatorów świecowych nadają się tylko gatunki steatytu zawierające około 30% magnezji). Doświadczenia i badania wykazały, że surowiec nie może zawierać związków żelaza ze względu na przewodność elektryczną, kwarcu — ze względu na szkodliwe naprężenie wewnętrzne przy wyższych temperaturach i szpatu — ze względu na duży spółczynnik cieplny oporności.

Ponieważ przy chemicznie czystych surowcach temperatura spiekania i temperatura topienia są prawie równe sobie (np. czysty steatyt spieka się przy 1380°, a przy 1385° już następuje stopienie), więc w celu ułatwienia wypalania dodaje się do surowca zasadniczego składniki np. cyrkon, beryl, korund, rozsuwające te temperatury.

W ogóle temperatura wypalania wynosi od 1300° do 1550° C.

Trudności fabrykacyjne świec przede wszystkim polegają na konstrukcji izolatora oraz na produkcji izolatora.

Tajemnicę fabryczną w tej dziedzinie stanowi nie tylko skład chemiczny mas ceramicznych lecz także procesy techniczne — operacje wytwórcze (np. czas i sposób mieszania rozwodnionej masy, grubość ziaren użytego surowca, czas i temperatura wypalania).

Istnieją 3 systemy wykonania surowego izolatora:

1) toczenie nożem profilowym z walca otrzymanego z podsuszonej masy,
2) formowanie w formach z gipsu lub metalu,
3) wyciskanie izolatorów pod prasą ze sproszkowanego suchego surowca.

Ostatni system daje bardzo dobre wyniki (dużą wytrzymałość elektryczną i większą spoistość masy), utrudnia jednak proces wypalania wskutek opisanych już właściwości steatytu w wysokiej temperaturze.

Dla zilustrowania przebiegu produkcji izolatorów, podaję niżej kolejność operacyj fabrykacji, opartej na pierwszej metodzie:

1) mielenie surowca (mielenie starych izolatorów, talku spieczonego i talku surowego),
2) rozrabianie w wodzie,
3) cedzenie przez sita,
4) oczyszczanie od domieszek żelaza,
5) usuwanie nadmiaru wody (przez wyciskanie),
6) wygniatanie masy dla nadania jej jednorodności i usunięcie pęcherzyków powietrza,
7) dojrzewanie w ciemnych piwnicach conajmniej przez dwa tygodnie (porcelana chińska dojrzewa 40 lat),
8) wygniatanie wtórne.

Dalsze operacje wymagają bardzo dużej zręczności i ostrożności robotników, ponieważ wilgotna masa jest bardzo wrażliwa na wszelkie działania mechaniczne. Wpływ odkształceń i ucisków, niewidocznych przy obróbce, występuje dopiero po wypaleniu.

9) wyciskanie cylindrycznych kawałków masy na specjalnych prasach,
10) wiercenie otworów wzdłuż osi,
11) suszenie w suszarkach przy 40° — 50° C,
12) toczenie w celu nadania właściwych rozmiarów zewnętrznych,
13) toczenie gwintu wewnątrz izolatora,
14) suszenie aż do całkowitego usunięcia wody,
15) segregowanie według pomiarów,
16) usuwanie błędów dotychczasowej obróbki,
17) pokrywanie glazurą,
18) układanie w tzw. „kapslach",
19) wypalanie,

Ponieważ przy tej metodzie wypalanie jest ostatnią operacją, istnieje możliwość powstania

dużych zniekształceń i uszkodzeń obrobionych ostatecznie izolatorów.

Wytwórnie amerykańskie stosują wyciskanie surowych kształtek z wilgotnej masy. Następnie suszą je aż do zupełnego usunięcia wilgoci i obrabiają na szlifierkach przy pomocy tarcz karborundowych.

Jeszcze większe uniezależnienie się od odkształceń mogących zajść w piecu uzyskuje się przy produkcji, opartej na prasowaniu izolatorów z suchego sproszkowanego steatytu. Otrzymane w ten sposób surowce poddawane są wstępnemu wypalaniu w temperaturze ok. 750° C. Izolatory te mają dużą twardość i nie zmieniają nadanego im kształtu przy następnych wypalaniach. Ostateczne wymiary nadaje się przez toczenie profilowymi nożami z bardzo twardej stali, po czym wypala się po raz drugi przy 1350° — 1400° C, i, po nałożeniu glazury — po raz trzeci w temperaturze — 850° C.

Kontrola produkcji sprawdza, czy w czasie fabrykacji nie popełniono błędów, które mogą doprowadzić do wyprodukowania bezwartościowego wyrobu.

Czynności kontroli przewidują:

1) wykonanie analiz chemicznych surowca oraz półfabrykatu w kilku okresach wytwarzania,
2) wykonanie analiz fizycznych, jak pomiar stanu wilgotności, grubości ziarna, jednorodności masy,
3) kontrolę narzędzi (sprawdzanie stopnia zużycia),
4) analizę i kontrolę glazury,
5) nadzór nad wypalaniem,
6) próbę końcową gotowych izolatorów.

Według źródeł rosyjskich odbiór fabryczny gotowych izolatorów przewiduje:

1) Oględziny i sprawdzenie wymiarów. Do odrzucenia kwalifikuje się izolatory ze śladami zgnieceń oraz w wypadku, gdy tolerancja wymiarów przekracza 5%.

Glazura nie powinna posiadać zacieków.

2) Sprawdzenie na wytrzymałość mechaniczną — izolator winien wytrzymać uderzenie ciężarka 300 g. spadającego z wysokości 1 m na poziomo umocowany izolator.
3) Sprawdzenie na wytrzymałość termiczną. Izolator nagrzany do 400° C po gwałtownym ostudzeniu w zimnej wodzie i suszeniu w 150° C nie powinien wykazać pęknięć.
4) Badanie elektryczne. Pomiar oporności przy 500° C. Sprawdzenie wytrzymałości elektrycznej napięciem 36000 woltów.

Próbom według punktu 1 poddaje się wszystkie izolatory, pozostałe próby przeprowadzane są na 0,2 — 0,5% partii.

Produkcja pozostałych części oraz montaż świecy wymagają dalszej kontroli.

Do wykonania części metalowych świecy używa się stali węglistej o twardości 135° — 175° (według Brinella).

Elektrody sporządza się z drutu specjalnego z dużą zawartością niklu, np.: Ni — 97%, Mn — 1,5%, Fe — 0,8%, Cu — 0,4%.

Świece zmontowane muszą być raz jeszcze poddane kontroli fabrycznej dla sprawdzenia całokształtu wyrobu.

To ostatnie sprawdzenie dotyczy wymiarów świecy, przerwy iskrowej i szczelności świecy.

Wskazane jest na początku każdej serii wykonanie próby świec na silniku. Próba ta polega na sprawdzeniu średniego czasu pracy świecy; wykonuje się ją na 6 — 8 świecach, aż do zniszczenia wszystkich świec użytych do próby, przy tym notuje się czas trwania każdej z nich. Suma godzin pracy poddanych badaniom świec podzielona przez ich ilość nie może być mniejsza od tysiąca.

Na początku każdej serii izolatory świec powinny być sprawdzone na nasiąkliwość. Bardzo wskazane jest próbę tę połączyć z próbą świec na silniku, ponieważ nasiąkliwość wzrasta w miarę tworzenia się pęknięć polewy izolatora podczas pracy. Sprawdzenie to jest bardzo miarodajne dla oceny masy ceramicznej, użytej do wyrobu izolatora danej serii.

Próba na zużycie elektrod polega na sprawdzeniu stanu elektrod po kilku lub kilkudziesięciu godzinach pracy na silniku.

Elektrody nie powinny w tym czasie ulec żadnym dostrzegalnym zmianom. Dotyczy to również powierzchni izolatora. Nie dopuszczalne jest powstawanie pęknięć i rys polewy, bardzo sprzyjających nasiąkaniu resztkami materiałów palnych i smarów, które przy częściowym utlenieniu tworzą związki przewodzące. Świece ze złą polewą nie nadają się do użytku.

Orócz wyliczonych wyżej czynników konstrukcyjnych należy zwrócić uwagę na dwa momenty, które w konsekwencji uniemożliwiają dobre funkcjonowanie zapłonu. Świeca stanowi połączenie kilku części wykonanych z materiałów o różnych współczynnikach wydłużania. Izolator z masy ceramicznej zaopatrzony jest w elektrodę z żelaza i stopu niklu; przestrzeń między izolatorem i elektrodą wypełnia się kitem uszczelniającym. Zarówno umocowanie elektrody w otworze izolatora (bardzo często przy pomocy gwintu) jak i koncentryczne umieszczenie materiałów o różnych cieplnych spółczynnikach rozszerzalności nasuwa obawy co do wytrzymałości układu przy dużych różnicach temperatur. Jeżeli uwzględnić jeszcze fakt, że kity są wrażliwe na wilgoć i smary i, że powiększają pod działaniem tych czynników swą objętość, wyraźna jest przyczyna pękania izolatorów.

Wzgląd szczelności świec przemawia za dość silnym zaciskaniem dławiczki świecy rozbieralnej. Wskutek tego przy montażu często powstają pęknięcia izolatora świecy, wywołane zbyt silnym, nierównym naciskiem na kryzę izolatora.

Podczas prób odbiorczych świec uszkodzenia izolatora mogą nie być ujawnione, ponieważ w warunkach prób, pomimo pęknięcia izolatora, przeskok będzie następował między elektrodami, dopiero podczas pracy świecy na silniku, gdy w szczelinę zostanie wciśnięty brud i smar, przerwa iskrowa zostanie zbocznikowana i zapłon nie nastąpi.

Wielka ilość zjawisk, zachodzących w świecy i wpływających na jej długotrwałość i pewność pracy zmusza do poszukiwania coraz nowych surowców i nowych konstrukcyj świecy. Bardzo silnym bodźcem, zwłaszcza w krajach o wysokim poziomie motoryzacji jest konkurencja wytwórni produkujących świece.

Dążąc do ujednostajnienia wyrobu wytwórnie te ustalają coraz wyższe, a więc coraz korzystniejsze dla produkcji warunki prób i kontroli fabrycznej.

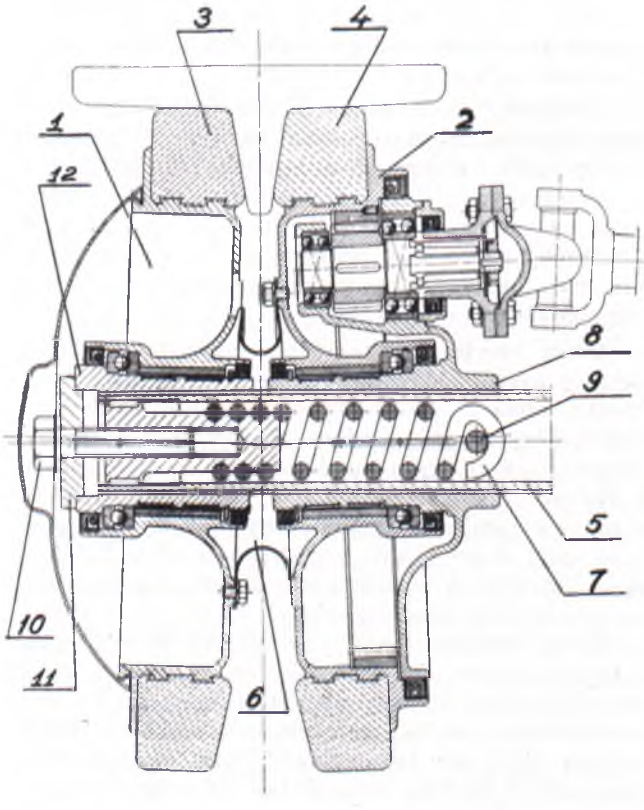
W Polsce, gdzie przemysł świecowy dopiero powstaje, wielkiej wagi rzeczą jest ustalenie warunków technicznych dla świec, zarówno w celu zabezpieczenia odbiorców przed nieudolnymi fabrykatami, jak również dla narzucenia właściwego sposobu pracy temu przemysłowi.

LITERATURA:

[1] Klaiber - Lippart - Mattes - Trautmann — „Die elektrische Ausrüstung des Kraftfahrzeuges".
[2] Koliun — „Awtoswieczy".
[3] Lejbman — „Kak izgotowit zapalnuju swieczu".
[4] Wydawnictwa reklamowe firmy Bosch.

KOŁO PĘDZĄCE POJAZDU GĄSIENICOWEGO

Nadesłano nam ciekawe i oryginalne rozwiązanie koła pędzącego pojazdu gąsienicowego, z którym pragniemy zaznajomić naszych czytelników.



Jest to koło pędzące tarczowe. Składa się ono z dwóch tarcz: *1* i *2* nachylonych do siebie pod kątem jak to przedstawiono na załączonym rys.

Na obwodzie tarcze te obłożone są gumą, lub specjalną masą elastyczną, o dużym współczynniku tarcia.

Tarcze *1* i *2* zaciskają występ płytki gąsienicowej pomiędzy obrzeżami *3* i *4*. Tarcza *2* jest nieprzesuwna, a tarcza *1* może się przesuwać na rurze nośnej *5* i jest dociskana do koła *2* siłą sprężyny, która pokonywa odkształcenie sprężyste gumy i płytki.

Siła sprężyny jest tak dobrana ażeby poślizg między obrzeżami tarcz a gąsienicą był uniemożliwiony.

Na skutek ustawienia pod kątem tarcz pędzących, występ płytki wchodzi luźno pomiędzy obrzeża kół. Po przejściu pewnego łuku i ułożeniu się na obwodzie tarcz występ jest zaciskany, a po przejściu określonego łuku samoczynnie zluźniany.

Napęd obydwóch tarcz daje poważne korzyści pod względem pewności pracy, a sprężyna wypada 2 razy mniejsza niż przy napędzie jednej tarczy.

Na rysunku zwolnica umieszczona jest w tarczy *2*. Tarczę *1* napędza tarcza *2* przy pomocy pierścienia w kształcie litery *U* z cienkiej blachy mosiężnej *6*. Pierścień ten należałoby wypróbować na zmeczenie, ze względu na przegiecia, spowodowane pochylaniem się tarcz w czasie obrotu.

Gdyby sprzęgło to nie wytrzymało próby życia, możnamy napędzać obydwie tarcze przy pomocy kół przesuwnych lub sworzni. Rozwiązanie takie nie byłoby jednak tak proste.

Sprężyna 7 jest połączona jednym końcem z osłoną *8* przy pomocy sworznia *9*, drugi zaś koniec sprężyny przez śrube *10* i płytkę *11* dociska tuleję *12* a za jej pośrednictwem i tarczą *1* do tarczy *2*.

Rozwiązanie powyższe nadawałoby się najbardziej do napędu gąsienic elastycznych.

Osipian —
N. A. T. I.

BADANIA PRZYCZYN USZKODZEŃ KÓŁ ZĘBATYCH W SAMOCHODACH SOWIECKICH

Tłomaczył z nr. 2 1938 „Awtotraktornogo Dieła" inż. Włodzimierz Horwatt-Bożyczko

(Dokończenie)

Opierając się na powyższym, naprężenia w zębach kół wstecznego biegu skrzynki przekładniowej samochodu ZIS-5 liczone były przy następujących wartościach sił obwodowych:

$$P_{m22} = \frac{30{,}5 \cdot \frac{40}{17}}{r_{15}} = 2260{,}1 \text{ kg}$$

$$P_{b22} = \frac{238{,}87 \cdot \frac{19}{42}}{r_{22}} = 2272{,}3 \text{ kg}$$

$$P_{bn22} = \frac{331{,}83 \cdot \frac{19}{42}}{r_{22}} = 3224 \text{ kg}$$

$$P_{c22} = \frac{57{,}32 \cdot \frac{40}{17}}{r_{15}} = 4247{,}8 \text{ kg}$$

$$P_{m19} = \frac{30{,}5 \cdot \frac{40}{17} \cdot \frac{22}{15}}{r_{19}} = 2616{,}9 \text{ kg}$$

$$P_{b19} = \frac{233{,}87}{r_{42}} = 2630{,}7 \text{ kg}$$

$$P_{b19} = \frac{331{,}83}{r_{42}} = 3732{,}6 \text{ kg}$$

$$P_{c19} = \frac{57{,}32 \cdot \frac{40}{17} \cdot \frac{22}{15}}{r_{19}} = 4918{,}4 \text{ kg}$$

Naprężenia w przekładni stożkowej mostu napędowego samochodu JaG-4 liczone były przy następujących wartościach momentów:

$$M_m = 201 \text{ kgm}$$

$$M_b = M_{m3} = 232{,}7 \div 235{,}39 \text{ kgm}$$

$$M_{bn} = 302{,}44 \text{ kgm}$$

$$M_{c1} = 378{,}36 \text{ kgm}$$

$$M_{c3} = 437{,}41 \text{ kgm}$$

Wreszcie naprężenia w przekładni stożkowej mostu napędowego samochodu ZIS-5 liczone były przy następujących wartościach momentów:

$M_{m1} = 201$ kgm $M_{bn} = 331{,}83$ kgm
$M_{m3} = 232{,}7$ kgm $M_{c1} = 378{,}36$ kgm
$M_b = 233{,}87$ kgm $M_{c3} = 437{,}41$ kgm

Niżej przytoczone jest badanie zniszczenia koła zębatego tylnego biegu skrzynki przekładniowej samochodu ZIS.

Koło napędzane o ilości zębów $z = 19$ zazębia się z kołem o $z = 42$ zęby. Materiał — stal 3312. Pitch (diametral) 6 — 8, kąt przyporu $\beta = 20^0$, średnica podziałowa 80,43, wysokość zęba 7,14 mm. Koło zębate, napędzane o ilości zębów $z = 22$, zazębia się z kołem o $z = 15$ zębów. Materiał 3312, pitch 6 — 8, kąt przyporu $\beta = 20^0$, średnica podziałowa 93,13 mm. Wysokość zęba 7,14 mm. Stopień zużycia tych kół po przejściu przez samochód 700 — 1000 km. podany jest na rys. Zęby koła o $z = 22$ są zużyte przy wierzchołku, jednak mocno zdeformowanych lub uszkodzonych niema.

Zęby koła o $z = 19$ są bardzo mocno zniszczone na całej wysokości, silnie zniekształcone i częściowo połamane. Zęby obu kół pracowały na całej szerokości.

Analiza chemiczna materiału tych kół wykazała skład odpowiadający stali 3312 o twardości rdzenia w/g Rockwell'a $R_c = 34$, na powierzchni — $R_c = 53$. Są to wartości twardości nieco niższe od odpowiadających normom fabrycznym $R_c = 56 — 60$.

Wyniki obliczenia zębów tych kół w/g wyżej przytoczonych wzorów, podane są w tablicy nr 1.

Porównanie wielkości naprężeń, obliczonych różnymi sposobami, wykazuje, że naprężenia, uzyskane z normalnego wzoru i ze wzoru Lewis'a dają w porównaniu ze wzorem dokładniejszym autora wyniki, odpowiednio o 90 — 100% i 12 — 25 procent większe. Stosunkowo nieduży błąd w wielkości naprężeń, otrzymanych ze wzoru Lewis'a tłumaczy się prawidłowo dobranym współczynnikiem y odpowiadającym danej korekcji zęba.

Z tablicy tej dalej widać, że wielkości wszystkich parametrów, w miarę przechodzenia od wyników obliczeń w/g maximalnego momentu silnika do momentu max. przenoszonego przez sprzęgło mocno rosną: np. rzeczywiste statyczne naprężenie w zębach koła o $z = 19$ zębów, obliczone w/g wzoru $\sigma = \frac{6\, ph_x}{bs^2}$ jest jeszcze dopuszczalne przy przeliczeniu w/g maximalnego momentu silnika: przy przeliczeniu w/g momentu przenoszonego przez sprzęgło i założeniu pracy na rzeczywistej szerokości zęba naprężenia w podstawie zęba osiągają wielkość $\sigma = 9683$ kg/cm² co, bezwzględnie jest za duże, jeżeli wziąć pod uwagę, że dla stali 3312

granica wytrzymałości doraźnej jest R_r = 110 kg/mm², a granica łynności Q_r = 90 kg/mm².

Jeszcze większe otrzymują się naprężenia, bo σ = 13373 kg/cm², jeżeli założyć, że na skutek niedostatecznej dokładności wykonania całe obciążenie jest przenoszone przez jedną parę zębów. Chociaż powierzchniowa obróbka termiczna, np. cementacja znacznie podwyższa mechaniczne własności materiału. Doświadczenia ze stalą 3312, wykonane w laboratorium materiałów samochodowych, wykazały wzrost naprężeń zginających wzorca 14 X 14 o długości b = 200 mm, przy cementacji na 0,8 mm, do 170 kg/mm², a przy cementacji na głębokość 1,7 mm — do 220 kg/mm², na skutek czego wartości dopuszczalnych naprężeń mogą być nieco zwiększone.

Również nadmiernie wysokie są wartości na międzyzębne ciśnienie jednostkowe w/g wzoru Hertza, w porównaniu z dopuszczalnymi znaczeniami na K, polecanymi przez szereg autorów, K = 44678 kg/cm² w punkcie profilu zęba, odpowiadającym początkowi zazębienia, przy założeniu współpracy jednej pary zębów, i w szczególności K_I = 36211 kg/cm² w punkcie profilu zęba, odpowiadającym początkowi odcinka współpracy jednej pary zębów.

Zaznaczyć należy, że Buckingham, dla stali chromoniklowej cementowanej daje wielkości K_{max} = 15500 kg/cm², a Dalstrom (?) K_{max} = = 17575 kg/cm². Wreszcie w/g DIN największe styczne naprężenia na powierzchni dwóch ściskanych cylindrów równa się 0,2 największego normalnego naprężenia:

$$\tau_{max} = 0{,}2\ K_{max}$$

Ale τ_{max} — aby uniknąć ostatecznych deformacji winno czynić zadość równaniu $\tau_{max} \geq R_s$, gdzie R_s — największe dopuszczalne naprężenie nie dające odkształcenia trwałego na powierzchniowej warstwie materiału zęba. W/g angielskich norm dla stali cementowanej CrNi:

$$R_s = 3300 \text{ kg/cm}^2. \text{ Stąd } K_{max} = 16500 \text{ kg/cm}^2$$

Wysokie wartości ciśnienia jednostkowego K na podstawie i w początku odcinka współpracy jednej pary zębów koła o z = 19 zębów, przy nieco zmniejszonej twardości powierzchniowej, a w szczególności „pitting" zębów tego koła, uwarunkowany tym, że koło to jest pędzące, doprowadziły do szybszego zużycia zębów na całej wysokości.

Duże zużycie wysokości zębów oraz zmniejszenie ich grubości w przekroju obliczeniowym, a więc i wskaźnika przekroju zęba, jest połączone z usunięciem warstwy cementowanej, który, jak wiemy, w dużym stopniu zwiększa wytrzymałość zęba. Znaczne osłabienie zęba przy wysokich naprężeniach, zachodzących na skutek częstego używania wstecznego biegu dla wyprowadzenia przeciążonej maszyny na ciężkiej drodze, są przyczyna uszkodzenia tego koła.

Warunki pracy koła o z = 22 zęby są znacznie pomyślniejsze. Przede wszystkim jest ono napędzane i na skutek tego nawet zbyt wielkie ciśnienie jednostkowe na początku zazębienia i w początku odcinka współpracy jednej pary zębów, powodują tylko duże zużycie wierzchołków zębów, nie osłabiając zupełnie przekroju niebezpiecznego zęba. Co się tyczy ciśnienia jednostkowego u podstawy zęba o z = 22 zęby, to jak widać z tabl. 1 K u podstawy, zarówno na końcu odcinka współpracy jednej pary zębów K_2, jak i w szczególności wkońcu zazębienia K_{II} jest znacznie mniejsze od odpowiednich wartości K u podstawy zebów koła o z = 19 zębów.

Jednocześnie w tym wypadku znacznie mniejsze są odpowiednie naprężenia σ obliczone wg. tych samych wzorów i w tych samych warunkach, np. 7870 kg/cm² w stosunku do 9683 kg/cm².

Jeszcze większa będzie różnica w naprężeniach w zębach kół zębatych z = 19 i z = 22, jeżeli założyć, że na skutek niedostatecznie dokładnej obróbki zębów, co jest bardzo prawdopodobne, w zazębieniu była tylko jedna para zębów; σ_{22} = 9251 kg/cm², w stosunku do σ_{19}=13373 kg/cm²

We wszstkich wyżej wymienionych sposobach obliczeń, a również i w następnych, współczynnik, który uwzględnia wpływ skupienia naprężeń u podstawy zęba, przyjęty jest równym jedności. Widocznym jest, że przy wartościach tego spółczynnika mniejszych od jedności, naprężenia w zębach będą jeszcze większe. W zasadzie przy określaniu na podstawie K, autor brał pod uwagę dane obliczeniowe, odpowiadające rzeczywistej długości styku zębów. Długość ta, na skutek niezadawalającej pracy, zderzaczka jak było wyżej zaznaczone, nie zgadzała się z danymi z rysunku.

A więc za główne przyczyny zużycia i uszkodzenia kół zębatych wstecznego biegu skrzynki przekładniowej samochodu ZiS-5 należy uważać:

a) Niedopuszczalnie duże siły, przenoszone przez koło zębate, spowodowane. 1) dużym współczynnikiem rezerwowym sprzęgła 2) dużym przeciążeniem wozu i 3) częstym używaniem wstecznego biegu dla wyprowadzenia wozu na ciężkiej drodze.

b) Niewłaściwą pracę zderzaka przesówki wstecznego biegu, na skutek czego styk zębów kół miał miejsce na znacznie mniejszej długości, anieżeli długość zęba.

c) Niedostateczną korekcję zębów (podwójny moduł) wymienionych kół zębatych, powodującą duże wielkości międzyzębnego nacisku jednostkowego.

Koła zębate stożkowe o zębach prostych przekładni mostu napędowego JaG-4.

Dane: koło zębate napędzające o ilości zębów z = 12 jest w zazębieniu z kołem o z = 34 zęby. Materiał stal 3312 (wg rys.). Moduł m = 6,5 mm, podziałka = 20,42 mm. Średnica podziałowa 78mm. Pełna wysokość zęba 14,04 mm. Wysokość wierzchołka — 9,1 mm, wysokość podstawy — 4,94. Kąt przyporu 14° 30′. Kąt stożka 19° 24′ 26″. Długość zęba b = 40 mm. Twardość R_c = 58 ÷ 62.

Koło talerzowe: ilość zębów z' = 34, średnica

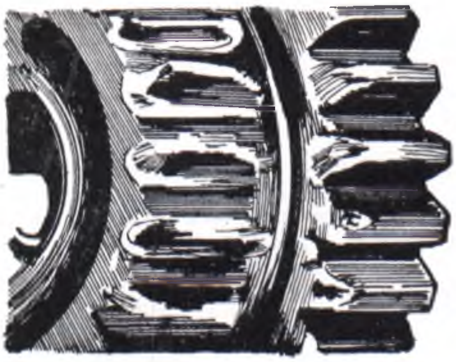
podziałowa 221 mm. Całkowita wysokość zęba 14,04. Wysokość wierzchołka—3,9, wysokość podstawy 10,40 mm, kąt stożka 70° 35' 26".

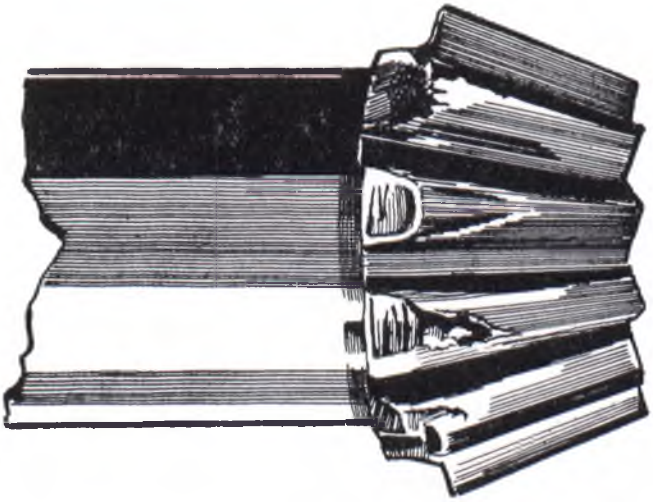
Rysunki przedstawiają zewnętrzny widok tych kół po przejechaniu przez samochód 700—1000 km.

Szereg zębów małego koła ma pęknięcia i uszkodzenia pod kątem 45° względem wierzchołka zęba, wyłącznie u większego końca zęba (dużej podstawy stożka). Charakter uszkodzeń jest zmęczeniowy.

podstawy stożka. Ta okoliczność będzie wzięta pod uwagę przy ocenie wyników różnych sposobów obliczania stożkowych kół zębatych. Wyniki te są ułożone w tablice i podane niżej.

Z tablicy 2 wynika, że w wypadku obliczania stożkowych kół zębatych o zębach prostych, wzór normalny, wzór Lewisa przy korzystaniu ze zwykłych tablic wartości y, a również i zmodyfikowany wzór Bacha wg którego obliczone naprężenia są bliskie do naprężeń otrzymanych z po-





Profil zęba był bardzo zużyty, przy czym zużycie jest rozmieszczone nierównomiernie wg długości i profilu zęba, zwiększając się ku podstawie zęba w stronę większej średnicy stożka. Powierzchnia zębów błyszcząca, polerowana. W okolicach średnicy podziałowej, zwłaszcza bliżej większej podstawy stożka, dają się zauważyć ospowate zagłębienia pitting.

Analiza chemiczna materiału małego koła wykazała, że koło to wykonane jest z tej samej stali co spółpracujące koło talerzowe tj. ze stali HN20, co nie jest zgodne z rysunkiem wg którego materiał winien być 3312, gdyż ma on znacznie lepsze własności mechaniczne od stali HN20. Rdzeń zębów miał twardość R_c = 28, warstwa powierzchniowa R_c = 59 — wg. czego można sądzić, że materiał ten miał następujące własności mechaniczne: R_r = 80 — 90 kg/mm² Q_r = 60 — 70 kg/mm². Wykonanie koła również jest niezadawalniające. Koła mają ślady zendry. Koło jest niekonstrukcyjnie rozwiązane — zwraca uwagę stosunek wielkości zębów i średnicy wału.

Wreszcie, zupełnie niewłaściwy wydaje się przyjęty sposób ułożyskowania małego koła stożkowego.

Doświadczenia przeprowadzone w laboratoriach GMC z tylnymi mostami różnych samochodów pokazały, że konstrukcja „konsolowa" zamocowania koła atakującego powoduje duże odkształcenie wału, co wywołuje wadliwe zazębianie się kół.

Następuje przerzucenie siły w stronę dużej

przednich dwóch wzorów, dają jeszcze bardziej przesadzone znaczenia w porównaniu do wzoru dokładniejszego, aniżeli przy obliczaniu kół cylindrycznych.

Oprócz znanych tablic wartości y autor korzystał ze specjalnych tablic wartości y dla kół stożkowych naciętych wg Gleasona.

Przy obliczaniu naprężeń w zębach koła atakującego wg wzoru Lewisa z odpowiednim spółczynnikiem y z podanej tablicy dla kół typu Gleason otrzymuje się dość zgodne wyniki z wynikami wg wzoru autora. Przy obliczaniu wg dokładniejszego wzoru autora, zakładającego styk zębów współpracujących kół na całej długości, naprężenia jednak są dość wysokie, chociaż są znacznie niższe niż przy obliczaniu wg pierwszych trzech sposobów. Wystarczającym będzie stwierdzić, że przy obliczeniu wg momentu sprzęgła na wstecznym biegu sięgają one 17720 kg/cm². Jeszcze większe są naprężenia, bo σ = 26495 kg/cm² obliczone wg wzoru.

$$\sigma = \frac{18 \cdot M \cdot h}{S^2_1 \cdot V_1 \cdot L/1 - a^3/}$$

przyjmującego tylko jedną parę zębów w zazębieniu.

Jeżeli wziąć pod uwagę, że materiał kół stal HN20 ma granicę sprężystości Q_r = 80—90 kg/mm². to zrozumiałą będzie duża ilość uszkodzeń kół zębatych, mająca miejsce przy pracy z przeciążeniem, w ciężkich warunkach drogowych. Jednakże na-

Tablica I.

Wielkości naprężeń w zębach koła przesówki tylnego biegu skrzynki przekładniowej sam. ZiS-5.

Wzór obliczeniowy	w/g maxim. momentu silnika	w/g momentu adhezji przy normalnym obciążeniu	w/g momentu adhezji przy zwiększonym obciążeniu	w/g momentu sprzęgła		Uwagi
$\sigma = \frac{24\,ph}{bt^2}$	9 063	9 111	12 927	17 034		* Wartości σ w/g Lewis'a obliczone przy $y = 0{,}127$ w/g Lloyd-Smith'a.
$\sigma = \frac{p}{bty}$ *	5 535	5 564	7 895	10 403	$z = 19$	
$\sigma = \frac{6\,ph_x}{bs^2}$ **	4785 4255	4809 4276	6824 6068	8992 7995		
$\sigma = \frac{6\,ph}{bs^2}$	6 415	6 449	9 150	12 418	$b = 28$ mm zgodnie z rysunkiem	** Górne wartości naprężeń określone w/g h_x łącznie z luzem promieniowym. Dolne wartości w/g h_x bez luzu promieniowego.
$k_I = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{b}\,\frac{\rho_I+\rho_I'}{\rho_I\rho_I'}}$	27 164	27 235	32 441	37 240		
$k_1 = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{b}\,\frac{\rho_1+\rho_1'}{\rho_1\rho_1'}}$	22 011	22 069	26 288	30 176		
$\sigma = \frac{24\,ph}{bt^2}$	9 759	9 811	13 921	18 344		
$\sigma = \frac{p}{bty}$ *	5 960	5 992	8 502	11 203		Wartości K określone w/g rzeczywistej długości styku $b = 20$ mm. Wartości σ określono w/g rzeczywistej długości zęba przy podstawie $b = 2{,}6$ cm.
$\sigma = \frac{6\,ph_x}{bs^2}$ **	5153 4582	5178 4605	7348 6534	9683 8609		
$\sigma = \frac{6\,ph}{bs^2}$	6 908	6 945	9 854	13 373		
$k_I = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{b}\,\frac{\rho_I+\rho_I'}{\rho_I\rho_I'}}$	32 597	32 682	38 929	44 688		
$k_1 = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{b}\,\frac{\rho_1+\rho_1'}{\rho_1\rho_1'}}$	26 413	26 483	31 546	36 211		
$\sigma = \frac{24\,ph}{bt^2}$	8 271	8 315	11 799	15 545		Na kole zębatym $z = 22$ (napędzanym) K_I — jednostkowe ciśnienie w punkcie profilu wierzchołka zęba odpow. początkowi zazębienia.
$\sigma = \frac{p}{bty}$ *	5 217	5 245	7 442	9 806		
$\sigma = \frac{6\,ph_x}{bs^2}$	4109 3744	4131 3764	5861 5340	7722 7036	$z = 22$	K_1 — jednostkowe ciśnienienie w punkcie profilu wierzchołka zęba odpow. początkowi odcinka pracy jednej pary zębów.
$\sigma = \frac{6\,ph}{bs^2}$	4 829	4 855	6 889	9 076	$b = 26{,}5$ mm w/g rysunku	
$k_I = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{b}\,\frac{\rho_I+\rho_I'}{\rho_I\rho_I'}}$	35 080	35 175	41 898	48 092		K_2 jednostkowe ciśnienie w punkcie profilu podstawy zęba, odpow. końcu odcinka pracy jednej pary zębów.
$k_1 = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{b}\,\frac{\rho_1+\rho_1'}{\rho_1\rho_1'}}$	27 700	27 775	33 084	37 975		
$k_{II} = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{b}\,\frac{\rho_{II}+\rho_{II}'}{\rho_{II}\rho_{II}'}}$	22 925	22 987	27 381	31 429		K_{II} — jednostkowe ciśnienie w punkcie profilu podstawy zęba odpow. końcowi zazębienia.

Tablica I — ciąg dalszy

Wzór obliczeniowy	w/g maxim. momentu silnika	w/g momentu adhezji przy normalnym obciążeniu	w/g momentu adhezji przy zwiększonym obciążeniu	w/g momentu sprzęgła		Uwagi
$k_2 = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{b}\frac{\rho_2+\rho_2'}{\rho_2\rho_2'}}$	22 008	22 067	26 285	30 171		
$\sigma = \frac{24\,ph}{bt^2}$	8 430	8 475	12 026	15 844		
$\sigma = \frac{p}{bty}$ *	5 317	5 346	7 585	9 994		
$\sigma = \frac{6\,ph_x}{bs^2}$ **	4188 3815	4210 3836	5973 5443	7870 7171	$z = 22$	Wartości K określane były w/g rzeczywistej długości styku $b = 20$ mm. Wartości σ określane były w/g rzeczywistej długości zęba przy podstawie $b = 2{,}5$ cm. Wartości K_I i K_{II} były obliczone przy założeniu zazębienia tylko jednej pary zębów.
$\sigma = \frac{6\,ph}{bs^2}$	4 922	4 948	7 021	9 251		
$k_I = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{b}\frac{\rho_I+\rho_I'}{\rho_I\rho_I'}}$	40 587	40 697	48 476	55 642		
$k_1 = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{b}\frac{\rho_1+\rho_1'}{\rho_1\rho_1'}}$	32 048	32 136	38 278	43 937		
$k_{II} = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{b}\frac{\rho_{II}+\rho_{II}}{\rho_{II}\rho_{II}}}$	26 386	26 458	31 515	36 174		
$k_2 = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{b}\frac{\rho_2+\rho_2'}{\rho_2\rho_2'}}$	25 331	25 399	30 254	34 726		

Tablica II.

Wielkości naprężeń w zębach stożkowych kół zębatych tylnego mosty samochodu Ja-G4.

Wzór obliczeniowy	w/g momentu maximaln. silnika na 1 biegu	w/g momentu adhezji przy normalnym obciążeniu	w/g momentu adhezji przy zwiększonym obciążeniu	w/g momentu sprzęgła na 1 biegu	w/g momentu sprzęgła na wstecznym biegu	Uwagi
Koło zębate atakujące $z = 12$						
$\sigma = \frac{24\,Mh_z}{r_z t_z^2 b}$	14 419	16 887	21 693	27 146	31 378	* Wartości σ w/g Lewisa obliczone przy $y = 0{,}067$ w/g Trir'a (?) dla strony ściskanej dla $\beta = 15^0$, $\varepsilon = 1$ i $y = 0{,}10668$ w/g tablicy dla kół zębatych typu Gleason.
$\sigma = \frac{M}{r_z y b t_z}$ *	13 043 8 192	15 275 9 593	19 623 12 324	24 555 15 422	28 383 17 826	
$\sigma = \frac{72\,Mh_1}{t_1^2 r_1 L(1-a^3)}$	14 913	17 465	22 437	28 075	32 453	
$\sigma = \frac{3\,M}{t_1 y r_1 L(1-a^3)}$ *	13 489 8 472	15 801 9 924	20 296 12 747	25 389 15 946	29 354 18 436	

wet te naprężenia, w warunkach przyjętej konsolowej konstrukcji zamocowania koła atakującego, mogą wypaść zbyt małe. Jak wyżej było wskazane, w wypadku tym bardziej celowym jest określenie rzędu możliwych naprężeń w zębach, przy założeniu skupienia całej siły w jednym rogu zęba, przy wierzchołku, wg drugiego podanego wzoru. Charakter zużycia i kształt złomu zębów dają wszystkie podstawy do podobnych przypuszczeń. Otrzymane w wyniku podanego obliczenia naprężenia są tak wielkie, że w zupełności wyjaśniają przyczynę występujących uszkodzeń.

Wyraźnie uwidocznione uszkodzenie zmęczeniowe zębów przy kołosalnych naprężeniach występują przy stosunkowo małej ilości cykli naprężeń.

Bardzo wysokie są również wielkości ciśnienia jednostkowego — obliczonego dla punktów profili zębów — odpowiadających początkowi zazębienia $K_{I\,max}$ = 80734 kg/cm², biegunowi zazębienia Ko_{max} = 43644 kg/cm² i wreszcie początkowi odcinka współpracy danej pary zębów $K_{\,max}$ = = 38598 kg/cm².

Obliczenie sekundowej pracy tarcia KV na początku zazębienia i na początku odcinka współpracy jednej pary zębów na biegu bezpośrednim daje wielkości $K_1 V_1$ = 132503 kg/cm² sek i $K_1 V_1$ = = 38273 kg/cm² sek znacznie przewyższających dopuszczalne, dla podobnych przekładni doświadczalnie uzyskane wielkości — polecane przez Almena. $KV_{\tau max} <$ 32150 kg/cm² sek.

Znaczne zużycie profilu zęba uwarunkowane jest przede wszystkim wysokimi wartościami tych parametrów. Na kole atakującym na skutek specjalnie niekorzystnych warunków pracy przy przenoszeniu zbyt wielkich sił i skupienia siły na niewielkich płaszczyznach na długości zęba, położonych przy większej podstawie stożka, daje się zaobserwować „pitting“ profilu w sąsiedztwie średnicy podziałowej.

Nieco lepsze warunki pracy mają zęby koła talerzowego. Naprężenia są tu nieco niższe, znacznie mniejszy (w stosunku do wielkości przekładni) jest cykl naprężeń, wobec czego zmęczenia i uszkodzenia zębów muszą nastąpić po znacznie dłuższym czasie. Jednakże istnienie wysokiego ciśnienia jednostkowego i dużej jednostkowej pracy tarcia na profilach zębów i w tym wypadku powoduje dość silne zużycie.

Na skutek przerzucenia się obciążenia w stronę większego końca zębów — zużycie otrzymuje bardzo charakterystyczny wygląd. Wszystko to bardzo dobrze uwidacznia rysunek.

A więc, zasadniczymi przyczynami zużycia i uszkodzenia zębów stożkowych kół zębatych przekładni tylnego mostu samochodu JaG-4 są:

a) Niedopuszczalnie duże siły przenoszone kołami zębatymi przy istniejących wymiarach zębów, spowodowane 1) dużym spółczynnikiem zapasu sprzęgła, 2) dużym przeciążeniem samochodu i 3) częstym używaniem tylnego biegu dla manewrowania wozem na ciężkiej drodze.

b) Niezadawalający sposób ułożyskowania koła atakującego, powodujący przerzucenie pracy na niewielkie odcinki długości zęba, po stronie dużych końców zębów.

c) Materiał koła atakującego niezgodny z technicznymi danymi rysunku.

Zastąpienie stali 3312 stalą HN20, znacznie ustępującej pierwszej właściwościami mechanicznymi.

Koła zębate stożkowe z zębami spiralnymi przekładni tylnego mostu samochodu ZiS-5.

Dane: koło atakujące z = 9 zębów, zazębia się z kołem talerzowym o ilości zębów z = 31. Materiał stal 3312. Pitch 2,74 — 3,5, podziałka 29,1. średnica podziałowa 92,7 mm. Całkowita wysokość zęba 13,64 mm. Wysokość wierzchołka 3,7 mm, wysokość podstawy zęba 9,94 mm.

Zastosowana korekcja kątowa nie odpowiada normom firmy Gleason. Przyjęty kąt przyboru β = 20° zamiast 17.5° polecanych przez firmę dla tego wypadku. Jednakże przy powiększeniu kąta przyporu poza zwiększeniem obliczonego niebezpiecznego, przekroju następuje:

1) Zmniejszenie stopnia pokrycia przekładni, co wywołuje zwiększenie wysokości zęba h_x, odpowiadającej punktowi przyłożenia działającej na ząb siły na początku odcinka współpracy jednej pary zębów dla koła napędzanego i w końcu odcinka współpracy jednej pary zębów koła napędzającego.

Mc. Mullen, na przykład twierdzi, że przy porównianiu przekładni z = 10, z' = 47 przy kącie przyboru 14½° i 20° zęby małych kół wykazały te samą wytrzymałość, i tylko zęby dużego koła przy kącie przyporu 20° okazały się o około 14% mocniejsze od zębów koła o kącie przyporu 14½°.

2) Zwiększenie siły promieniowej i osiowej, działającej na koło, co jest specjalnie niekorzystnym przy konsolowej konstrukcji zamocowania koła atakującego, ma to miejsce w rozpatrywanym wypadku.

Odpowiednio do tego firma Gleason, jako podstawę swojego systemu korekcji, założyła warunek minimalnych kątów przyporu, jednak bez zmniejszenia wytrzymałości zębów, spowodowanego podcięciem.

Przedstawione na rysunku koło atakujące przebyło 700—1000 km.

Szereg zębów posiada pęknięcia i uszkodzenia w części znajdującej się przy większej podstawie stożka, pod kątem 45° w stronę wierzchołka zęba.

Profil zęba jest mocno zużyty, w szczególności na podstawie. Zużycie to ma charakter podcięcia podstawy wierzchołkiem zęba współpracującego koła. Na czołowej powierzchni koła od strony większej podstawy stożka, w miejscu przejścia profilu w „mięso“ na powierzchni widać zmęczeniowe pęknięcia. Zużycie na długości zęba jest nierównomierne i zwiększa się w kierunku wyższej podstawy stożka. Analiza chemiczna i określenie twardości na przyrządzie Rockwella wykazały zupełną zgodność materiału z fabrycznymi warun-

Tablica II — ciąg dalszy

Wzór obliczeniowy	w/g momentu maximal. silnika na 1 biegu	w/g momentu adhezji przy normalnym obciążeniu	w/g momentu adhezji przy zwiększonym obciążeniu	w/g momentu sprzęgła na 1 biegu	w/g momentu sprzęgła na wstecznym biegu	Uwagi
$\sigma = \frac{18\,Mh_x}{s_1^2\,r_1\,L\,(1-a^3)}$ **	7 241 8 143	8 480 9 536	10 894 12 251	13 632 15 462	15 754 17 720	** Dolne wartości naprężeń były określane w/g h_x włączając luz promieniowy; górne w g h_x bez luzu promieniowego.
$\sigma = \frac{18\,Mh}{s_1^2\,r_1\,L\,(1-a^3)}$ **	11 273 12 175	13 202 14 258	16 960 18 317	21 223 23 119	24 532 26 495	
$\sigma = \frac{3\,M}{r_1\,s_1^2}$	12 113	14 186	18 224	22 804	26 359	
$v_{max} = \frac{12\,M}{R_1\cos\beta}\,\frac{s_1\,(s_1-e_z)}{s_1^4-e_z^4}$	33 355	39 064	50 178	62 794	72 584	$R_1 = r_1 + h_1;\quad e = 2\ mm$
$k_0 = \sqrt{\frac{1{,}4E\sin\cdot 2\delta\cdot M}{\sin\,2\beta\,D_1^3\,\Theta}\,\frac{i_0+1}{i_0}}$	29 589	32 012	36 283	40 587	43 644	
$k_I = 0{,}418\sqrt{\frac{3\,ME}{r_1\cos\beta}\,\frac{(r_0+r'_0)\,\mathrm{tg}\,\beta}{L\,(1-a^3)\,\rho_I\,\rho'_I}}$	54 731	59 224	67 130	75 098	80 734	
$k_1 = 0{,}418\sqrt{\frac{3\,ME}{r_1\cos\beta}\,\frac{(r_0+r'_0)\,\mathrm{tg}\,\beta}{L(1-a^3)\,\rho_1\,\rho'_1}}$	26 166	28 315	32 094	35 904	38 598	

$k_I v_{\tau I} = 132\,503\ \frac{\text{kgm}}{\text{cm}^2\ \text{sek.}}$

$k_1 v_{\tau_1} = 38\,273\ \frac{\text{kgm}}{\text{cm}^2\ \text{sek.}}$

Przy momencie i obrotach silnika odpowiadających maximalnej mocy i bezpośredniej przekładni w skrzynce biegów samochodu.

Koło talerzowe	w/g momentu maximal. silnika na 1 biegu	w/g momentu adhezji przy normalnym obciążeniu	w/g momentu adhezji przy zwiększonym obciążeniu	w/g momentu sprzęgła na 1 biegu	w/g momentu sprzęgła na wstecznym biegu	Uwagi
$\sigma = \frac{24\,Mh_z}{r_z\,t_z^2\,b}$	14 419	16 887	21 693	27 146	31 378	
$\sigma = \frac{M}{r_z\,y'\,bt_z}$ *	7 945 8 192	9 304 9 593	11 952 12 324	14 956 15 421	17 288 17 826	Wartości σ w/g Lewisa obliczane przy $y = 0{,}1$ dla $Z' = \frac{z}{\cos\delta_2}$ w/g Trir'a na stronie ściskanej dla $\beta = 15°$, $\varepsilon = 1$ i $y = 0{,}10668$ w/g tablicy dla kół zębatych typu Gleason.
$\sigma = \frac{72\,Mh_1}{t_1^2\,r_1\,L(1-a^3)}$	14 913	17 465	22 437	28 075	32 453	
$\sigma = \frac{3\,M}{t_1\,y'\,r_1\,L(1-a^3)}$ *	8 210 8 472	9 618 9 924	12 355 12 747	15 457 15 946	17 871 18 436	
$\sigma = \frac{18\,Mh'_x}{s_1'^{\,2}\,r_1\,L(1-a_3)}$ **	5 476 6 178	6 413 7 236	8 238 9 295	10 309 11 631	11 916 13 445	** Dolne wartości naprężeń określano w/ h_x łącznie z luzem promieniowym i górne w g h_x bez luzu promieniowego.
$\sigma = \frac{18\,Mh'}{s_1'^{\,2}\,r_1\,L(1-a^3)}$	8 788 9 490	10 292 11 115	13 221 14 278	16 545 17 866	19 124 20 653	
$\sigma = \frac{3\,M}{r_1\,s_1^2}$	9 439	11 055	14 208	17 771	20 542	
$\sigma_{max} = \frac{12\,M}{(r_1-h)\cos\beta}\,\frac{s'_1\,(s'_1-e'_z)}{s_1'^{\,4}-e_1'^{\,4}}$	25 460	29 818	38 302	47 933	55 404	
$k_0 = \sqrt{\frac{1{,}4\,E\sin 2\,\delta_1\,M}{\sin 2\,\beta\,D_1^3\,\Theta}\,\frac{i_0+1}{i_0}}$	29 589	32 012	36 283	40 587	43 644	

Tablica III.

Wielkości naprężeń w zębach kół stożkowych tylnego mostu samochodu ZiS-5.

Wzór obliczeniowy	w/g maximalnego momentu silnika na 1-ym biegu	w/g momentu silnika na wstecznym biegu	w/g momentu adhezji przy normalnym obciążeniu	w/g momentu adhezji przy zwiększonym obciążeniu	w/g momentu sprzęgła na 1-ym biegu	w/g momentu sprzęgła na wstecznym biegu	Uwagi
Koło atakujące $z=9$							
$\sigma = \frac{24\, Mh_z}{r_z t_{zn}^2 b}$	12 669	14 667	14 740	20 913	23 849	27 569	
$\sigma = \frac{M}{r_z y b t_{zn}}$ *	6756	7822	7861	11153	12719	14702	*) Górne wartości σ w/g Lewisa obliczone dla y — odpowiadającego: $z' = \frac{z}{\cos\delta \cos^3\lambda} = 21,6$; $y = 0,128$ dla $h = 1,8$ m; $h' = 0,8$ i $\beta = 20^0$ w/g zwykłych tablic.
	10418	12063	12123	17199	19615	22673	
	7 319	8474	8 516	12 083	13 779	15 927	
$\sigma = \frac{72\, Mh_1}{t_{1n}^2 r_1 L (1 - a^3)}$	12 475	14 443	14 515	20 593	23 486	27 148	
$\sigma = \frac{3\, M}{t_{1n} y r_1 L (1 - a^3)}$ *	6647	7696	7735	10973	12514	14465	
	10251	11868	11929	16922	19299	22307	
	7 201	8 337	8 379	11 888	13 557	15 671	
$\sigma = \frac{18\, Mh_x}{s_{1n}^2 r_1 L (1 - a^3)}$ **	8869	10267	10293	14640	16696	19299	
	7994	9254	9277	13196	15049	17396	Dolne wartości σ w/g Lewisa obliczone dla $z' = \frac{z}{\cos\delta}$; w trzecim wierszu podane są wartości σ w/g y: $R_1 = v_1 + h_1$ tablicy dla kół zębatych typu Gleason.
$\sigma = \frac{18\, Mh}{s_{1n}^2 r_1 L (1 - a^3)}$ **	9 139	10 580	10 607	15 087	17 205	19 888	
	8 266	9 569	9 593	13 645	15 561	17 988	
$\sigma = \frac{3\, M}{r_1 s_{1n}^2}$	8 490	9 829	9 878	14 015	15 984	18 476	
$\sigma = \frac{12\, M s_{1n}\, s_{1n} - e_{zn})}{R_1 \cos\beta\, (s_{1n}^4 - e_{1n}^4)}$	21 481	24 868	24 992	35 456	40 438	46 745	
$k_0 = \sqrt{\frac{1,4 \cdot E \sin 2\delta\, M}{\sin 2\beta\, D_1\, 3\, \Theta} \cdot \frac{i_0 + 1}{i_0}}$	26 475	28 486	28 558	34 015	36 326	39 074	
$k_I = 0,418 \sqrt{\frac{3\, ME\, (r_0 + r'_0)\, \mathrm{tg}\,\beta}{r_1 \cos\beta\, L\, (1 - a^3)\, \rho_I \rho'_I}}$	37 739	40 603	40 704	48 487	51 782	55 668	**) Górne wartości naprężeń były określane w/g h, z uwzględnieniem luzu promieniowego; dolne w/g h bez promieniowego luzu.
$k_1 = 0,418 \sqrt{\frac{3\, ME\, (r_0 + r'_0)\, \mathrm{tg}\,\beta}{r_1 \cos\beta\, L\, (1 - a^3)\, \rho_1 \rho'_1}}$	36 091	38 830	38 927	46 371	49 522	53 238	

$$k_I v_{\tau I} = 108\,086 \frac{\text{kgm}}{\text{cm}^2\ \text{sek}}$$

$$k_1 v_{\tau_1} = 101\,194 \frac{\text{kgm}}{\text{cm sek}^2}$$

Przy momencie i obrotach silnika, odpowiadających maxymalnej mocy i bezpośredniej przekładni skrzynki biegów samochodu.

Wzór obliczeniowy	w/g maximalnego momentu silnika na 1-ym biegu	w/g momentu silnika na wstecznym biegu	w/g momentu adhezji przy normalnym obciążeniu	w/g momentu adhezji przy zwiększonym obciążeniu	w/g momentu sprzęgła na 1-ym biegu	w/g momentu sprzęgła na wstecznym biegu	Uwagi
Koło talerzowe $z = 21$							
$\sigma = \frac{24\, Mh_z}{r_z t_{zn}^2 b}$	126 69	14 667	14 740	20 913	23 849	27 569	
$\sigma = \frac{M}{r_z y' b t_{zn}}$ *	5321	6160	6191	8784	10017	11579	*) Górne wartości σ w/g Lewisa obliczone dla $z' = \frac{21}{\cos\beta \cos^3\lambda} = 117,7$ przy $y = 0\,1625$.
	5689	6586	6619	9391	10710	12380	
	7 319	8 474	8 516	12 883	13 779	15 927	
$\sigma = \frac{72\, Mh_1}{t_{1n}^2 r_1 L (1 - a^3)}$	12 475	14 443	14 515	20 593	23 486	27 148	

Tablica III — ciąg dalszy

Wzór obliczeniowy	w/g maximalnego momentu silnika na 1-ym biegu	w/g momentu silnika na wstecznym biegu	w/g momentu adhezji przy normalnym obciążeniu	w/g momentu adhezji przy zwiększonym obciążeniu	w/g momentu sprzęgła na 1-ym biegu	w/g momentu sprzęgła na wstecznym biegu	Uwagi
$\sigma = \frac{3M}{t_{1n} \sqrt{r_1} L(1-a^3)}$	5236 5598	6063 6482	6093 6514	8645 9242	9859 10540	11397 12184	
$\sigma = \frac{18 M h_z}{s'^2_{1n} r_1 L (1-a^3)}$	7 201 6 787	8 337 7 857	8 397 7 896	11 888 11 203	13 557 12 776	15 671 14 769	Dolne wartości σ w/g Lewis obliczone dla $z' = \frac{z}{\cos \delta}$, wreszcie w 3-cim wierszu y było wybrane z tablic dla kół zębatych typu Gleason.
$\sigma = \frac{18 Mh}{s'^2_{1n} r_1 L (1-a^3)}$	6 908 6 246	7 997 7 232	8 037 7 268	11 404 10 312	13 005 11 761	15 034 13 594	
$\sigma = \frac{3M}{r_1 s'^2_{in}}$	6 417	7 429	7 466	10 594	12 081	13 966	** Górne wartości naprężeń były określane w/g h łącznie z luzem promieniowym; dolne — w/g h bez promieniowego luzu.
$\sigma = \frac{12 M s'_{1n} (s'_{in} - e'_{zn})}{(r_1 - h_1) \cos \beta (s'^4_{1n} - e'^4_{zn})}$	24 319	28 154	28 295	40 141	45 782	52 923	
$k_0 = \sqrt{\frac{1{,}4 E \sin 2\delta M}{\sin 2\beta D_1^3 \Theta} \frac{i_0+1}{i_0}}$	26 475	28 486	28 558	34 015	36 326	39 074	

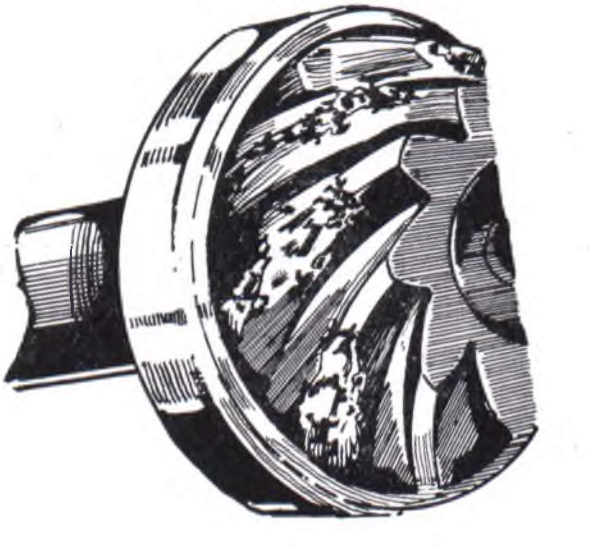
Tablica IV.

Wartości współczynnika y we wzorze Lewisa dla kół stożkowych, z zębami obrobionymi systemem f-my Gleason.

Rzeczywista ilość zębów koła atakującego	Wielkość przekładni												
	1,0 1,25	1,25 1,5	1,5 1,75	1,75 2,0	2,0 2,25	2,25 2,5	2,5 2,75	2,75 3,0	3.0 3,25	3,25 3,5	3,5 3,75	4,0 4,5	5,0 ∞
Zęby proste													
10	0,231	0,260	0 280	0,294	0,305	0,315	0,324	0,332	0,34	0,347	0,353	0,365	0,377
12	0,248	0,265	0,281	0,295	0 308	0,318	0,328	0,335	0.341	0.345	0,348	0,353	0,356
16	0,252	0.261	0,269	0,277	0,285	0,292	0,298	0.304	0,308	0,312	0.314	0,319	0,323
19—21	0,265	0.272	0,279	6,286	0,294	0,300	0,307	0,312	0,317	0,32	0,324	0,328	0.332
26—30	0,284	0.291	0 297	0,304	0,31	0,317	0,322	0,327	0,332	0,336	0,339	0,344	0,347
Zęby spiralne													
10	0,315	0.338	0,353	0,363	0,371	0,345	0,326	0,342	0,351	0,357	0,363	0,371	0,377
12	0,298	0 318	0,333	0,343	0,351	0,357	0,363	0,368	0,372	0,377	0,379	0,384	0,388
16	0,322	0,335	0,347	0,358	0,367	0,374	0,381	0,386	0,39	0,394	0,397	0,402	0,406
19—21	0,339	0,351	0,362	0,373	0,382	0,389	0,396	0,401	0,405	0,407	0,410	0,412	0,415
26—30	0,364	0,374	0,384	0,393	0,399	0,404	0,407	0,410	0,412	0,414	0,415	0,417	0,419

kami, mianowicie: stal 3312, twardość rdzenia $R_c = 32$, warstwy zewnętrznej— $R_c = 56$, pozwala przewidywać w materiale zębów następujące własności mechaniczne: $R_r = 110$ kg/mm² $Q_r = 90$ kg/mm².

Tak samo jak i w przekładni mostu napędowego samochodu JA-5 jest tu zupełnie niezadawalniająca konstrukcja ułożyskowania koła atakującego. Z wyżej przytoczonych powodów i tu przy





przenoszeniu dużych sił, na skutek odkształcenia, następuje zmiana rozkładu sił wdłuż długości zęba, polegająca na przesunięciu ich w stronę dużej podstawy stożka. Wartości naprężeń w zębach wymienionych kół zębatych, obliczone wg. różnych wzorów zebrane są w tablicy 3.

Podczas gdy obliczanie wg. normalnego wzoru i wzoru Lewisa przy spółczynniku y, odpowiadającym ilości zębów $Z\varnothing = \frac{z}{\cos\delta}$ doprowadza w tym wypadku do wygórowanych wielkości naprężeń w porównaniu do naprężeń, otrzymanych wg. wzoru autora, wzór Lewisa, przy spółczynniku y — odpowiadającym ilości zębów $Z\varnothing = \frac{z}{\cos\delta \cdot \cos^3\lambda}$ daje naodwrót wartości za małe. Nieco mniej obniżone wielkości naprężeń w zębach koła atakującego w porównaniu do naprężeń otrzymanych wg. wzoru autora, daje wzór Lewisa przy korzystaniu z wartości y, podanych w tablicy dla kół typu Gleason. Odwrotnie, naprężenia w zębach koła talerzowego w tym wypadku otrzymuje się nieco wygórowane.

Dość zgodne z wynikami obliczonemi wg wzoru autora w danym wypadku, otrzymuje się naprężenia przy stosowaniu zmodyfikowanego wzoru Bacha.

Wielkości naprężeń $\sigma = 19299$ kg/cm² otrzymanych wg. dokładniejszego wzoru, zaproponowanego przez autora, w założeniu dobrego styku zębów na całej długości, w zupełności wyjaśniają istnienie częstych uszkodzeń koła atakującego, a rząd naprężeń, otrzymanych przy założeniu skupienia całej siły w jednym rogu przy wierzchołku ($\sigma = 46745$ kg/cm²), wskazuje na istnienie odkształceń w układzie zamocowania koła atakującego.

Zbyt duże wartości międzyzębnego ciśnienia jednostkowego na początku zazębienia $K_1 = 55668$ kg/cm², i na początku odcinka współpracy pary zębów $K_1 = 53238$ kg/cm², a jednocześnie z tym niedopuszczalnie duże wartości sekundowej pracy właściwej tarcia KV_τ, obliczonej dla tych samych punktów profilu $K_I V_{\tau I} = 108076$ kg/cm². sek. i $K_I V_{\tau I} = 101194$ km/cm². sek. powodują duże zużycie profilu zębów zwiększające się jeszcze bardziej na skutek zmiany rozkładu ciśnień na długości zęba i skupienia sił na określonym odcinku. Stosunkowo pomyślne warunki pracy koła talerzowego, przy mniejszej ilości okresów naprężeń i znacznie mniejszych ich wartościach pozwalają spodziewać się nieco większej trwałości zębów tego koła, co się sprawdza w praktyce. Jednakże i w tym wypadku niedopuszczalnie wysokie wartości K, K_1, $K_1 V_{\varepsilon 1}$ i $K_1 V_{\tau 1}$, na początku zazębienia i na początku odcinka współpracy jednej pary zębów powodują zużycie i zniszczenie zębów. Odpowiednio do tych zasadniczych powodów uszkodzenia zębów kół stożkowych tylnego mostu samochodu ZiS-5 należy przypisać, jak i w wypadku uszkodzenia kół zębatych tylnego mostu samochodu Ja-G-4, następującym przyczynom:

a) Niedopuszczalnie wysokie wartości sił przenoszonych przez koła zębate (przy istniejących wymiarach zębów) uwarunkowane 1) dużym spółczynnikiem zapasu sprzęgła, 2) dużym przeciążeniem wozu i 3) częstym używaniem tylnego biegu na ciężkiej drodze.

b) Niezadawalniający sposób ułożyskowania koła atakującego, powodującego przerzucenie sił na nieduże powierzchnie zęba przesunięte ku dużej podstawie stożka.

c) Niezbyt staranne wykonanie zębów; niewystarczająco gładkie powierzchnie zębów i obecność ostrych kantów (nie zaokrąglone fazy) wywołują duże skupienie naprężeń w szczególności przy podstawie zęba.

d) Niezgodność korekcji kątowej z normami firmy Gleason, a mianowicie powiększenie kąta przyporu do $\beta = 20''$ zamiast poleconych przez firmę Gleason $\beta = 17{,}5''$, co musiało wywołać zmniejszenie się stopnia pokrycia a również przy zastosowanej konstrukcji konsolowej koła atakującego, zwiększenie deformacji wału, na skutek zwiększenia promieniowych i osiowych sił działających na to koło.

Wnioski.

W związku z ustalonymi wyżej przyczynami zużycia i uszkodzenia zębów przekładni samochodów Ja-G4 i ZiS-5 można podać następującą drogę uniknięcia tych niedomagań:.

1) Ponieważ gwarantowanie normalnej eksploatacji wymienionych samochodów, w szczególności przy pracach przyspieszonych jest bardzo trudnym, to niedopuszczalnie duży spółczynnik zapasu w sprzęgle równy 1,89 musi być zmniejszony do wielkości 1.25 — 1,3.

Da to możność znacznego zmniejszenia naprężenia w zębach kół — w porównaniu do istniejących, albowiem przejrzenie tablic wykazuje gwałtowny wzrost naprężeń obliczonych z momentu sprzęgła w stosunku do obliczonych z momentu silnika.

Obniżenie spółczynnika zapasu sprzęgła może być osiągnięte najprościej albo przez zmniejszenie ilości sprężyn, albo przez osłabienie siły sprężyn, lub wreszcie przez jedno i drugie jednocześnie. Z elementarnego obliczenia wynika, że przy $r = 1{,}25$ i istniejących sprężynach ilość sprężyn musi być zmniejszona do:

$$n = \frac{30 \cdot 5 \cdot 1{,}25}{43 \cdot 0{,}25 \cdot 4 \cdot 0{,}1111} = 7{,}98 \simeq 8$$

Przy zachowaniu istniejącej liczby sprężyn siła jednej sprężyny musi być zmniejszona do

$$p = \frac{80 \cdot 5 \cdot 1{,}25}{12 \cdot 0{,}25 \cdot 4 \cdot 0{,}1111} = \frac{38 \cdot 125}{1{,}3332} = 28{,}6 \text{ kg}$$

2) Jeżeli zasadnicza konstrukcyjna zmiana sposobu zamocowania koła atakującego obecnie, na skutek fabrykacyjnych względów, nie może być uważana za celową, to w każdym razie wszelkie zmiany jego, związane z bardziej racjonalnym doborem łożysk i większą ich trwałością, niewątpliwie wywołają dodatni wpływ na zazębienie z punktu widzenia lepszego styku na całej długości zęba.

3) Koła atakujące tylnego mostu samochodów JaG-4 i ZiS-5 winny być wykonane ze stali 3312.

W żadnym wypadku nie można dopuszczać do zamiany tej stali na stale HN20 lub HMG18, znacznie ustępujące stali 3312 właściwościami mechanicznymi.

4) W żadnym wypadku nie można dopuszczać niedbałości przy wykonaniu kół zębatych. Niezbędnym jest oczyszczenie koła od zendry (JaG-4) i dawanie faz przy podstawie od strony dużej średnicy kół ZiS-5, albowiem w przeciwnym wypadku doprowadza to do złego styku na długości zęba i zwiększa skupienie się naprężeń.

5) Przy montażu skrzynek biegów należy starannie kontrolować pracę zderzaków; bowiem niedokładność ich pracy może doprowadzić do przedwczesnego zużycia i uszkodzenia zębów.

6) Koła zębate pracujące w ciężkich warunkach, jak naprzykład koła zębate tylnego biegu skrzynki przekładniowej, również należy korygować. Ząb obniżony nie może w tych wypadkach zabezpieczyć dostatecznie niskich wartości parametrów zużycia i trwałości.

Inż. W. Cywiński, inż. B. Morozowski
Koło Inż. Sam.

SPOSTRZEŻENIA Z XI RAIDU AUTOMOBILKLUBU POLSKI

Raidy są imprezami o charakterze nie tylko sportowym. Samochód zdaje w nich egzamin życiowy, podlegając szeregowi forsownych prób, lepiej lub gorzej, w zależności od regulaminu, odtwarzających warunki normalnego użytkowania.

Wyjątkowo zwykle staranne przygotowanie maszyn, jak i powierzenie ich na czas zawodów rękom najwytrawniejszych kierowców, zniekształca nieco obraz rzeczywistych wartości danego wozu. Jednakże z technicznego punktu widzenia próba taka dostarcza zainteresowanym szeregu ciekawych obserwacji.

Pragnąc by Czytelnicy nasi odnieśli pewne korzyści z doświadczeń, nabytych w ciągu XI Raidu Automobilklubu Polski, dzielimy się z Nimi uwagami inż. inż. W. Cywińskiego i Br. Morozowskiego dotyczącymi samochodów, na których osobiście przebyli poszczególne etapy tego raidu.

Nr startowy 24 — *Hanomag* typ Rekord, silnik o poj. 1504 cm³. Pierwsze wrażenie, odniesione przy oglądaniu wozu przed startem, było odmienne od tych, które wywarły jego późniejsze wyczyny. Był to raczej wóz turystyczny, który w niczym nie przypominał typowych wozów raidowych, wyposażonych w wielkie ilości zegarów, urządzeń specjalnych, narzędzi itp. Szczegółem charakterystycznym było choćby to, że z kół nie usunięto nawet osłon, co stosowała większość kierowców raidowych dla ułatwienia zmiany kół.

Wozy *Hanomag* biorące udział w raidzie były prawie nowe, zaledwie dotarte, posiadały bowiem niewiele ponad 2.000 km na licznikach.

Zaopatrzone były w 1,5 litrowe silniki górnozaworowe, dające moc tylko 35 KM, co się tłumaczy stosunkowo niskimi obrotami, wynoszącymi 3.200 na min. Przy ciężarze wozu 1050 kg wóz nie zapowiadał się korzystnie pod względem właściwości dynamicznych. Potwierdziło się to niską szybkością na kilometrze z rozbiegu, która wyniosła około 96 km/godz. Zużycie paliwa obliczone na dystansie Warszawa — Grodno, było około 13,5 ltr/100 km, przy szybkości przeciętnej przewyższającej 70 km/godz. Jest to zużycie dość niskie, jeżeli wziąć pod uwagę duży ciężar własny wozu.

Wóz jest obszerny, ma szerokie tylne siedzenia, niesie dosyć miękko i bez dobijania, w przeciwieństwie do większości raidowych wozów niemieckich na naszych drogach. Nadwozie niezbyt nowoczesne w linii, ale wykończone starannie, posiada np. smarowniczki Tecalemite w zawiasach drzwi. Nadwozie cabriolet ma na szybach drzwi listwy ochronne, składające się automatycznie przy opuszczeniu szyby. Limuzyna ma firankę tylnego okna uruchomianą z siedzenia kierowcy. Trzymanie się drogi jest bardzo dobre i niezależne od stanu drogi, np. stosunkowo zły odcinek Wyszków — Ostrów, kierowca jednego z Hanomagów przebył z przeciętną szybkością 88 km/godz.

Centralne smarowanie podwozia uzupełnia ten solidny i w miarę nowoczesny wóz.

Nr start. 32 i 36 — *DKW* typ Sonderklasse, silnik o poj. 1093 cm³.

Samochód *DKW* typ Sonderklasse jest czymś zupełnie innym, niż popularna „dekawka" dwucylindrowa. Cechami wspólnymi pozostały jedynie dwusuwowy silnik i marka fabryczna.

Sonderklasse jest wprawdzie w całej pełni samochodem silnym i dużym, lecz automatycznie utracił cały „smak" tej niewątpliwie interesującej konstrukcji, jaką jest typ Meisterklasse. Przede wszystkim przez dodanie pomp przepłukujących silnik przestał być idealnie prostym, posiada łożyska ślizgowe i pompkę olejową wraz z całą gamą jej wad. Zużywa już nie 6,5 lecz ok. 10 ltr/100 km. wg katalogu, zaś ok. 16 w warunkach raidowych, posiada wentylator, którego brakiem może się Meisterklasse słusznie szczycić, nie ma cichego dynastarteru, wolnego koła i przedniego napędu, posiada dopływ paliwa przy pomocy pompki, co zmniejsza jego niezawodność, słowem rodzaj wozu jest zupełnie inny. Wyliczamy to wszystko, aby właściwie nastawić Czytelnika do tego typu wozu i uniknąć pomyłek, wynikających ze wspólnie brzmiącego symbolu marki fabrycznej.

Typ Sonderklasse dotąd nie był sprzedawany w Polsce. Powodem tego było, że dotychczas rzekomo typ ten nie był jeszcze odpowiednio opracowany na polskie warunki drogowe. Obecnie można już go u nas nabyć. Czy potrafi zdobyć choć w części takie powodzenie, jak Meisterklasse, czas pokaże.

Wozy zgłoszone do raidu prezentują się nie jako użytkowe, z normalnym nadwoziem, lecz jako dwuosobowe sportówki. Nadwozie niezbyt starannie wykończone, ale też nie zasługujące na miano prowizorycznego; każdy szczegół pomyślany celowo. Dwa siedzenia rurowe obok siebie; za siedzeniami w „sportowo" zwężającym się nadwoziu umieszczony duży, 80-litrowy zbiornik paliwa; nad nim spore pomieszczenie na bagaż osobisty załogi.

Dwa koła zapasowe umieszczone z tyłu na nadwoziu. Wozy posiadały nie tłukące się szyby odwietrzne ze szkła hartowanego. W dwóch przypadkach stłuczenia odwietrznika przez kamień, wyrzucony z pod kół samochodu wyprzedzającego, szyba popękała całkowicie na drobne prostopadłościenne kawałeczki, nie mogące, poza zasypaniem twarzy, uczynić żadnej szkody jadącym. Ten rodzaj szkła jest chyba najlepszym ze wszystkich

szkieł bezpiecznych. Po bokach dużej szyby, zawiasowo umieszczone są odwietrzniki boczne. Obszerne pomieszczenie na narzędzia przewidziano na przegrodzie czołowej, pod maską silnika.

Przednie błotniki zastosowano w wykonaniu wyścigowym, umocowując je nie do ramy i nadwozia, jak się to zazwyczaj robi, lecz do zwrotnic względnie tarcz kół. Tak umocowany błotnik wykonywa wszystkie ruchy wraz z kołem, może mieć przez to mniejsze prześwity od opony do blachy, jest węższy i daje mniejsze opory powietrza. Spawane zamocowanie błotników jednak szwankowało chronicznie, w wyniku czego na ogólną ilość 6 wozów zgubiono lub odmontowano 5 przednich błotników. Poucza to konstruktora dość wymownie o silnych drganiach nieresorowanych części podwozia.

Nadwozia posiadały za siedzeniami wysuwaną ramkę do rozpięcia budy.

Przy próbie szybkości maksymalnej bud nie rozpinano, a to wobec kładzionych szyb przednich, co naturalnie zostało wyzyskane. Nadwozie wozów *DKW* było całkowicie sportowe. W seryjności silnika i podwozia można wiele zastrzec.

Przede wszystkim pojemność silnika podana jako 1093 cm³ nie zgadzą się z pojemnością katalogową silnika Sonderklasse, wynoszącą 1054 cm³. Również o pewnym „przyszykowaniu" silnika świadczy maksymalna szybkość, która dosięgła na mocno sfatygowanych silnikach 111 km/godz, podczas gdy katalogowa szybkość niewiele cięższej limuzyny ma wynosić 100 km/godz.

Ciekawym szczegółem wozów raidowych *DKW* był dwustopniowy reduktor, umieszczony bezpośrednio za normalną skrzynką biegów.

Dźwignia reduktora znajduje się obok dźwigni skrzynki biegów i pozwala na włączenie reduktora w czasie jazdy, podwajając ilość biegów w przód do ośmiu. Wyzyskanie podwójnej przekładni reduktora było dwojakie: 1⁰ jazda w terenie na czterech biegach terenowych i 2⁰ kombinowanie obu zakresów w miarę potrzeby nawet na zwykłej szosie. Przeniesienia bowiem były tak dobrane, że np. bieg 4. terenowy dawał szybkość pośrednią między biegami 3 i 4, dając niejako bieg 3,5. Przy wjeździe np. 4. biegiem szosowym na niezbyt stromą pochyłość, kierowca nie wrzucał biegu 3, lecz przekładał dźwignię reduktora na pozycję biegów terenowych. Dawało to wespół z dużym i wygodnie umieszczonym obrotomierzem o przejrzyście oznaczonych zakresach obrotów, doskonałe wykorzystanie krzywej momentu silnika.

Na tablicy umieszczono trzy termometry odległościowe. Dwa z nich wskazywały temperatury wody na wylocie każdej z głowic (układ silnika V), trzeci dawał temperaturę oleju w karterze. W ciągu całego upalnego dnia, termometry te wskazywały niezmiennie 90° — woda i 60° —olej. Temperatury o tej wysokości świadczą o należytym doborze wielkości chłodnicy i misy olejowej silnika.

Silnik zaopatrzony jest w 2 gaźniki poziome, z których każdy zasilał jedną stronę silnika. Na przegrodzie czołowej zamocowane są obok siebie dwie cewki zapłonowe do natychmiastowego przełączenia w razie uszkodzenia pracującej. Podwozie poza tym normalne, z poprzecznymi resorami, z tylnym umieszczonym na wysokości środka ciężkości wozu, dla eliminowania przykrego wychylania się wozu na zakrętach. Konstrukcja taka usuwa konieczność stosowania jakichkolwiek stabilizatorów. Reakcja napędu przenoszona jest przez dosyć długie drążki reakcyjne. Hamulce hydrauliczne. (Zasadniczy postęp, bowiem mechaniczne hamulce Meisterklasse w zeszłorocznym Raidzie A. P. były powodem zabawnych piruetow podczas próby hamowania).

Wóz trzyma się drogi dość dobrze, jest jednak raczej twardy. Tył wyraźnie i często dobija.

Jeden jeszcze szczegół odróżniał poważnie raidowe *DKW* od wozu seryjnego. Koła zapasowe umieszczono symetrycznie po obu stronach wozu, na łożysku (tulei), dla wykorzystania ich jako podparcia dodatkowego między osiami, (rzecz stosowana powszechnie w wozach terenowych).

Opisywany wóz wykonany został w ilości 20 sztuk, psecjalnie celem obsyłania raidów i zawodów. Wyposażenie jednak tych wozów w części zamienne i materiały pomocnicze było raczej skromne i ograniczało się do rzeczy najniezbędniejszych. Kierowcy jechali całą ekipą, mieli swego „führera", jednak nie trzymali się go ślepo, jak inne zespoły, o których piszemy poniżej. Zmuszały do tego zresztą kierowców defekty, obce pomoce i naprawy, których pechowa ekipa miała stosunkowo dużo. Szybkości średnie: teren Narocz — Nieśwież — 63 km/godz., pośpiech na odcinku Bielsk Podlaski — Warszawa — 84 km/godz., nocny etap Warszawa — Gdynia — 68 km godz.

Nr start. 28 — *Lancia* typ Aprilla, silnik o poj. 1352 cm³.

Przed nami wóz, który startował pod por. Kołaczkowskim i p. Pronaszko w ostatnim Rallye Monte-Carlo.

Powinien więc posiadać wszystko, czego się wymaga od wozu, przeznaczonego do wielkich raidów. Istotnie przypuszczenia nasze sprawdziły się, sądząc bowiem po powierzchownym obejrzeniu, przygotowanie wozu było bardzo staranne i pomysłowe. Zanim jednak wyszczególnimy wszelkie nie seryjne „tricki", postarajmy się zapoznać z Aprillą, zdając sobie sprawę z tego, że jest to wóz o stylu wybitnie sportowym. Pogląd, że wozem sportowym musi być koniecznie wóz dwumiejscowy, o otwartym nadwoziu i bardzo twardym resorowaniu jest, zdaniem naszym, zdecydowanie przestarzały. Ryzykuję twierdzenie, że wozem najbardziej sportowym, jest nie co innego, tylko właśnie czteromiejscowa limuzyna, z obszernym bagażnikiem i koniecznie z mocnym stalowym nadwoziem..

Jeśli bowiem największe raidowe rekordy lotnicze padają nie w hełmie i okularach, a w wygodnych krytych kabinach, dlaczegóż pod tym względem ma być upośledzony kierowca samochodu, mający do kompletu innych przykrości, plagę kurzu. O mocnym, stalowym nadwoziu zaś mówię dlatego, że bezpieczeństwo jazdy dozwala kierowcy jechać śmielej, nawet ryzykowniej i osiągnąć lepszy wynik. Nie wiadomo, jakby wyglądała obsada Mercedesa w czasie wypadku pod Krasnymstawem, gdyby nie mocne nadwozie. Również Chevrolet z pod Baranowicz mógł się śmiało kłaść na bok bez najmniejszej szkody dla jadących. Przy nadwoziu otwartym byłoby gorzej.

Lancia - Aprilla posiada silnik górno zaworowy o dużej mocy 47 KM, co przy wadze wozu nie przekraczającej 850 kg stanowi nielada zapas na rozwijanie przyśpieszeń. Czuje się to odrazu podczas jazdy, wóz jest wesoły jak ptak. Pomimo wysokich obrotów, silnik zawieszony elastycznie na dwóch półeliptycznych resorkach, pracuje zupełnie spokojnie. Temperatura wody w silniku przy dużych szybkościach wynosi 80°. Chłodnica zaopatrzona jest w termostat. Szczelinowy filtr oleju na silniku połączony jest z ruchem pedału sprzęgła, gwarantując częste strącanie osadu z filtra. Prądnica wbudowana jest w otwór w chłodnicy w ten sposób, że poza nią wystaje tylko kółko pasowe, całość zaś podlega chłodzącemu działaniu strumienia powietrza, napływającego z zewnątrz. Dostęp do silnika z boków nie jest zbyt wygodny; jest to cecha nowoczesnych nadwozi. Do prądnicy można się dostać bardzo łatwo, przez zdjęcie pancerza chłodnicy.

Nie chcąc się dłużej zatrzymywać nad niewątpliwie oryginalnym i ciekawym podwoziem wozu, odsyłamy Czytelnika do opisów reklamowych. Podkreślić tylko należy, że wóz niesie miękko i przyjemnie. Tylne amortyzatory typu ciernego, dają się odczuwać przy krótkich podskokach tyłu wozu przez charakterystyczne postukiwanie. Amortyzatory hydrauliczne byłyby zapewne właściwsze. Smarowanie podwozia polega jedynie na dopełnianiu sworzni zwrotnic, zawierających w części górnej amortyzatory przednie. Ten sam płyn służy jako smar i jako ciecz amortyzująca. Poza tym wszystko, nie wyłączając drążków kierownicy, chodzi w gumie. Upraszcza to ogromnie smarowanie wozu, niedozwolone przez regulamin Raidu ani na dźwigu, ani przy pomocy obcej obsługi. Nadwozie czterodrzwiowe, bez słupka, jest w miarę obszerne i wygodne. Doskonałe są okna w drzwiach tylnych, w których szyby opuszczają się tak nisko, że pasażerowie mogą oprzeć łokcie w otwartym oknie. Pomysłowe jest, podobnie jak w Hannomagu, zamykanie firanki tylnego okna z miejsca kierowcy. Jest to ważne przy dużym ruchu samochodowym, gdy się na szosie często wyprzedza, lub jest wyprzedzanym, bowiem światła wozu obcego, odbite w lusterku, zawsze oślepiają kierowcę. Zamyka się firankę przez pociągnięcie linki, przechodzącej wzdłuż dachu, a zakończonej gałką, zwisającą z sufitu obok kierowcy. Doskonały szczegół do zabarwienia reklamowego opisu wozu. Wóz posiada 45-litrowy zbiornik tylny. Zapas ten wystarcza na duży przebieg, bowiem zużycie paliwa, podpatrzone na dystansie 467 km wyniosło średnio 9,7 ltr/100 km. Dla wozu o tak dobrej dynamice, jest to zużycie bardzo małe. Przyrządy tablicowe seryjne są przyjemne.

Np. zerwano z dziwnym szablonem cechowania wskaźnika paliwa znakami, ¼, ½ itd. zmuszającymi bardziej dociekliwego kierowcę, do głowienia się i przeliczania na litry. Wskaźnik Aprilli ma gotową podziałkę w litrach; naturalnie trzeba pamiętać o ograniczonej dokładności wskaźnika. Nic więcej to nie kosztuje, a wygoda duża! Odwrotnie jest z manometrem oleju. Zamiast pisać atmosfery lub metry słupa wody, konstruktor przewidział zakres skali, oznaczony barwą i napisem „normale". Znacznie prościej!

Wyposażenie nienormalne wozu jest bogate. Pod maską widzimy dodatkowy zbiornik paliwa o pojemności 8 ltr, zaopatrzony w kurki do przełączania i w pompkę do przetłaczania ze zbiornika tylnego, uruchomianą z miejsca kierowcy. Na pochyłej części podłogi przed skrzynką biegów, na specjalnym zawieszeniu, stoi drugi akumulator. Obok niego zaciski, zezwalające na przełączenie akumulatorów podczas jazdy. Przy powiększonym oświetleniu, składającym się z pięciu reflektorów, inwestycja ta jest wybitnie pożyteczna. Dwie cewki zapłonowe również mogą być przełączane bez wysiadania z wozu. Tablica rozdzielcza po stronie sąsiada kierowcy, prezentuje się, jako ogromna ilość wyłączników, bezpieczników i innych drobiazgów. Cała instalacja elektryczna zostałaześrodkowana w tej rozdzielni, umożliwiając obsługę wszystkich odbiorników prądu z jednego miejsca. Trzy sygnały mogą być łączone w dowolne kombinacje. Wóz posiada oświetlenie tylne do cofania się, oświetlenie silnika, lampę przenośną, oświetlenie tablic, lampę na giętkiej podstawie, oświetlenie wnętrza bagażnika, specjalne światło do zegarów czasowych, umocowanych w estetycznej oprawce skórzanej i wiele innych udogodnień, dzięki którym samochód ten zdobył na Rallye Monte-Carlo drugie miejsce za komfort i specjalne wyposażenie.

Nr start. 42 — *Fiat* typ 1100, silnik o poj. 1090 cm³.

Wóz ten nazywa się dość kokieteryjnie 508C, coś jakby ciąg dalszy 508-ki, w gruncie rzeczy jest to wóz zupełnie inny, pokrywający się z 508-ką jedynie wymiarami zasadniczymi. Po sukcesach dobroci i trwałości wozu 508III, nazwa 508C winna być zapowiedzią, że wóz ten będzie równie dobry; Sądząc z wyników raidu, 1100-ka spisała się doskonale; ponoć załogi chwaliły się, że nie wyjęto w całej ekipie żadnych narzędzi do pracy przy wozach. Niektóre z wyników krajowych jazdy na tym wozie są biegunowo różne; dowodzi to zapewne działania przypadku, lub poprostu starej zasady, że o wynikach decyduje jakość nie

maszyny, lecz kierowcy. Po cichu dodać należy: jakość przygotowania technicznego samych wozów. Faktem jest, że wystawiona z zapasem w postaci czwartego wozu, cała ekipa Fiatów, przeszła raid bez zarzutu.

Silniki miały stopień sprężania podwyższony z 6 do 7, co dało wzrost mocy z 32 do 37 KM przy ilości obrotów = 4000. Wyraziło się to podwyższeniem szybkości maksymalnej ze 105 na 124 (na liczniku).

Zakładając maksymalny błąd licznika do 10% — wypada szybkość około 112 km/godz. Zużycie paliwa wynosiło około 10,5 ltr/100 km, co pomijając już rewelacyjne zużycie Lanci, jest również wynikiem bardzo dobrym, zważywszy, że jazda raidowa różni się sporo od zwykłej turystycznej. Zapas mocy jest w porównaniu z Lancią mniejszy, czego dowodem jest, że na próbie szybkości płaskiej wyniki były niższe, wóz bowiem nie zdążył się na przestrzeni 1,5 km należycie rozpędzić. Wóz niesie bardzo dobrze, również po złej drodze. Trzymanie się drogi wobec niezależnego zawieszenia przodu i stabilizatora tyłu, poprawne. Wozy *Fiat* w odróżnieniu od Lancii niemiały żadnych nadzwyczajności; były to przeciętnie wyposażone wozy seryjne. Naturalnie nie zaniedbano takiej rzeczy, jak podwojona cewka zapłonowa. Wóz „1100" ze swym dość wysokim spodem nadaje się dobrze również do jazdy terenowej, czego niestety nie można powiedzieć o popularnej 500-ce, mimo jej niezaprzeczonych zalet. Podwozie również ma do minimum ograniczone smarowanie. Smaruje się tylko zwrotnice i drążki kierownicze. Wóz posiada standartowy zbiornik paliwa 33-litrowy, a więc raczej za mały na duże raidy. Z pomocą przychodziło tu świetnie zorganizowane zaopatrzenie Polskiego Fiata.

Na zakończenie wreszcie wspomnę o pewnym szczególe z dziedziny samej jazdy, mimo, że czuję się nieco zawstydzonym, krytykując mistrzów. Chodzi mi o przechodzenie przeszkód poprzecznych, jak rowy i przejazdy kolejowe z zastososowaniem silnego szarpania kierownicą, rzekomo dla ukośnego nastawienia wozu na przeszkodzie. Wydaje mi się, że jest to na nowoczesnych wozach o niezależnym zawieszeniu przodu raczej szkodliwą manierą, nadwyrężającą układ kierowniczy. Co innego było na dawnych wozach ze sztywną osią przednią, gdzie najechanie ukośne rozkładało poważnie dynamiczny wpływ przeszkody. Na poparcie mej uwagi nadmienić muszę, że takiego sposobu jazdy nie stosowali kierowcy niemieccy, stanowiący przecie klasę wysoką. Również „przeciąganie" 2-go biegu do szybkości 65 km/godz. dowodzi nieprzestudiowania skrzynki biegów, bowiem daje około 5500 obr/min. Silnikowi to zapewne nic złego nie zrobi, ale dynamika wozu na tym straci.

Nr start. 9 — *Mercedes-Benz,* silnik o poj. 2275 cm^3.

Jedynym dotychchczas, nieznanym na naszym rynku typem wozu biorącym udział w Raidzie, był *Mercedes-Benz* 2,3 ltr. Wóz ten jedynie litrażem zbliżał się do dotychchczas produkowanej 2,3-litrówki, poza tym zupełnie się różnił zarówno w konstrukcji podwozia, jak i nadwozia. Różnica między tymi typami najlepiej uwidacznia się w ciężarze wozu. Typ budowany dotychchczas ważył 1450 kg a nowy waży tylko 1210 kg. Danych ścisłych podać nie możemy, bowiem nie były dotąd nigdzie publikowane. W konstrukcji wóz jest raczej zbliżony do typu 170 V. Kształt ramy, zawieszenie przednie i tylne są bardzo podobne, a może nawet takie same, jak w typie 170 V. Silnik natomiast jest 6-cylindrowy, o dolnym rozrządzie i rozwija przy 3400 obrotach moc 55 KM, co potwierdza wysoki wynik próby szybkości maksymalnej, wynoszący 127 km/godz. Niewykończone wnętrze wozu, za sztywne zawieszenie i cały szereg niedociągnięć dowodzi, że wóz przechodzi okres prób, do których Raid A. P. był jedną z lepszych okazji. Samo nadwozie poza piękną opływową linią nie prezentowało nic szczególnego, o żadnym wykończeniu nie było mowy, wnętrze poza siedzeniami nie posiadało nic, nadając wozowi cechy wybitnie spartańskie. Wszystkie szyby boczne nie były opuszczane, tylko obracane, co dawało złą wentylację wnętrza. Nadomiar złego brak uszczelnień w podłodze i w ścianach powodował ogromne kurzenie się wnętrza; do tego stopnia, że nie można było wewnątrz wozu rozmawiać. Pod tym względem warunki były gorsze, niż w wozach otwartych.

Wóz odznaczał się dobrym zrywem i wysoką szybkością maksymalną. Kierowca prowadził wóz nadzwyczaj ostrożnie, hamując łagodnie na przejazdach i zwracając baczna uwagę na zwierzęta. Duża szybkość wozu pozwalała mimo to na osiągnięcie wysokich przeciętnych. Technika jazdy nie była efektowna, lecz skuteczna. Z pewnością Raid A. P. dał fabryce możność zaobserwowania szeregu drobnych usterek konstrukcyjnych, kwalifikujących się do ulepszenia. Mamy nadzieję, że wóz opisywany powiększy wkrótce i tak już bogatą gamę Mercedesów i ukaże się również na naszym rynku.

Z TECHNICZNEJ PRASY ZAGRANICZNEJ

Z CZEGO SKŁADA SIĘ SAMOCHÓD?

W odczycie, wygłoszonym w Detroit, p. R. H. Mc. Carrol z amerykańskich zakładów Forda podał ciekawy przegląd materiałów, użytych do produkcji samochodu Ford V8 Tudor.

Użyto więc:

Stali konstrukcyjnej	870,0 kg
Żeliwa	162,0 „
Miedzi	15,9 „
Ołowiu	14,6 „
Cynku	6,6 „
Manganu	6,6 „
Glinu	4,8 „
Cyny	1,8 „
Chromu	1,3 „
Antymonu	0,7 „
Niklu	0,36 „
Kadmu	0,32 „
Nieznaczne ilości Wolframu, Vanadu, Molibdenu, Tytanu i Kobaltu.	
Szkła	23,1 „
Wełny (owczej i koziej)	1,6 „
Bawełny	40,3 „
Gumy	32,0 „

Przeciętna cena gotowego wozu, przy dzisiejszym kursie dolara, wynosi około 2,20 zł za kilogram. *(The Metal Bulletin, London 21.XII.37).*

TRAPEZOWE PASKI NAPĘDOWE

Targi brytyjskie otwarte w lutym r.b. zgromadziły szereg wystawców przemysłu metalowego. Rok w rok targi te zajmują większą przestrzeń, świadcząc o dalszym rozwoju tego przedsięwzięcia. W roku obecnym wystawcy pokryli powierzchnię 302000 stóp², tworząc 12 mil frontu stoisk. Organizatorzy zmuszeni byli do przeprowadzenia dodatkowo około 10 mil przewodów gazowych i 109 mil przewodów elektrycznych. Jako inowację, ułatwiającą orientację zwiedzającym, wprowadzono kolorowe światła, odróżniające od siebie siedm głównych grup wystawców.

W pośród wielu ciekawych eksponatów zwracały uwagę nowe wykonania pasków trapezowych (np. do napędu prądnic), wystawione przez f-mę J. H. Fenner & Co Ltd Hull. Paski te nadają się szczególnie do napędu przy pomocy małych kółek pasowych, gdyż dzięki swej elastyczności zapewniają dobre przyleganie. Elastyczność tę uzyskano, stosując szereg warstw płótna na „linii podziałowej" paska, tj. w okolicy osi obojętnej przekroju, wypełniając resztę przekroju gumą o dużej elastyczności i wysokich własnościach wytrzymałościowych. Dolna część przekroju trapezowego, również wykonana z gumy, wskutek naprężeń ściskających, powstałych przy nawijaniu się na kółko, powiększa szerokość, wskutek czego dociskana jest silniej do krawędzi kółka, zapewniając lepsze przyleganie. Paski są poddawane próbom na rozciąganie pod wpływem maksymalnej siły, i tak wykonane, że zapewniają właściwą długość przy odpowiednim naprężeniu wstępnym. Materiał użyty na nie jest smaroodporny, a włókna z bawełny egipskiej. *(Machinery — Vol. 51 — 17.II.1938).*

DO WALKI Z MARTWYM CIĘŻAREM

We Francji, w obecnej chwili, prowadzona jest silna kampania za obniżaniem ciężaru samochodów ciężarowych, przez stosowanie do budowy nadwozi stopów lekkich. Trzeba przyznać, że na demonstrowanych ostatnio w Paryżu wozach zysk na usunięciu ciężaru martwego jest ogromny.

Zacytujemy kilka wymownych przykładów:

1) Cysterna do transportu benzyny. Wykonanie zwykłe — ciężar nadwozia 1150 kg
wykonanie ze stopu lekkiego — ciężar nadwozia 550 kg
zysk na ciężarze 600 kg, co równa się możliwości powiększenia objętości użytecznej cysterny o 800 litrów.

2) Wóz do transportu rudy. Pojemność użyteczna 3 m³.
Wykonanie zwykłe — ciężar nadwozia 790 kg
Wykonanie ze stopu lekkiego — ciężar nadwozia 280 kg
Zysk na ciężarze 510 kg.

3) Platforma o powierzchni użytecznej 16 m²
Wykonanie zwykłe — ciężar nadwozia 2300 kg
Wykonanie ze stopu lekkiego — ciężar nadwozia 1070 kg
Zysk na ciężarze 1230 kg.

Jak dalece obniżenie ciężaru własnego wozu wpływa na koszt tono-kilometra, świadczy poniższy przykład, przytoczony przez Géo Lefèvre w *„La Vie Automobile" nr 1138 z 25.V.1938.*

Samochód ciężarowy o ładowności 10 ton przebudowano z zastosowaniem lekkich stopów. Zysk na ładowności wyniósł po przebudowie 1900 kg. Koszt przebudowy osiągnął sumę 25000 fr (3500 zł po kursie obecnym — przyp. red.). Zysk na wzroście ładowności wyraził się po roku sumą 45000 fr. (6300 zł), a amortyzacja kosztów przebudowy nastąpiła już po siedmiu miesiącach. Jeśli przyjmiemy, że wóz ten przebywa rocznie 80000 km i może przebyć ogółem 350000 km, to całkowity zysk, wypływający z przebudowy, wyniesie 175000 fr (24500 zł).

Cyfry mówią same za siebie.

CENY OGŁOSZEŃ:

1 str. — zł 300.—
1/2 str. — zł 165.—
1/4 str. — zł 90.—
1/8 str. — zł 45.—
1/16 str. — zł 25.—

Za I i IV str. okładki 100% dopłaty
Za II i III str. okładki 50% dopłaty
Za ogłoszenie o poszukiwaniu pracy 1/16 str. — zł 8.—

Przy ogłoszeniach wielokrotnych rabat:
5% przy 3 krotnym
10% „ 6 krotnym
15% „ 12 krotnym
20% „ 24 krotnym

Warunki przedpłaty: Rocznie — 10 zł, półrocznie — 5 zł.

Przedpłatę należy wpłacać do PKO na konto nr 22505 — „Technika Samochodowa" lub pocztowymi „Przekazami Rozrachunkowymi", w cenie 1 grosz za sztukę bez dodatkowych opłat manipulacyjnych.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA „TECHNIKI SAMOCHODOWEJ" — WARSZAWA AL. JEROZOLIMSKA 8 m. 13
czynna codziennie od godz. 9 — 16 oraz we wtorki i piątki od godz. 18 — 20.
Rachunki regulowane są we środy i soboty w godz. urzędowych. Tel. 281-85

5172 — Zakłady Drukarskie W. Piekarniaka, Warszawa, Okólnik 10, tel. 644-59 i 592-40.